Resumen

Este documento conforma un anexo perteneciente al trabajo de final de grado (TFG) que tiene por título el que aparece en la parte superior de este documento, Plataforma elevadora de tipo tijera. Se trata de un documento que tiene por función acompañar a la memoria del TFG y complementarla.

Este anexo, nombrado como anexo A, es un documento al que se puede recurrir en el momento de lectura de la memoria del trabajo. En él aparecen los conceptos de dinámica y todas las relaciones geométricas necesarias para el diseño de la mesa de tipo tijera diseñada para la elevación de vehículos en el interior de aparcamientos. También pueden ser consultados los diferentes planteamientos matemáticos que han sido necesarios para el análisis estructural.



Sumario



1. Análisis de las diferentes alternativas

Como ya se ha mencionado en la memoria de este TFG los parámetros a analizar para tomar la decisión de la alternativa a utilizar son la respuesta del actuador y el recorrido del vástago. Por tanto se deben realizar dos estudios diferentes: un estudio cuasi-estático para obtener la fuerza que debe realizar el cilindro y un estudio geométrico para la obtención del recorrido del vástago.

1.1. Estudio cuasi-estático

Antes de empezar con los planteamientos cabe recordar que según el apartado 5.1 de la norma UNE-EN 1570-1 el estudio se debe realizar con las consideraciones de sólido estático y posteriormente utilizar un factor cuasi-estático para corregir los efectos de las inercias despreciadas. En este caso al ser una mesa elevadora de uso general dicho factor es de valor 1,4.

Para la obtención de la respuesta del cilindro se recurre al método de las potencias virtuales (Ecuación 1.1.1). Para obtener la respuesta del actuador a cualquier altura se deben definir diferentes parámetros que posicionen la plataforma a la altura deseada.

$$\boldsymbol{F}(\mathrm{P})\cdot\boldsymbol{v}^{*}(\mathrm{P})+\mathcal{F}(\mathrm{P})\cdot\boldsymbol{v}^{*}(\mathrm{P})=0 \qquad \textit{Ecuación 1.1.1}$$

Al realizarse el planteamiento únicamente aparece la fuerza realizada sobre el mecanismo F(P), la componente que hace referencia a las fuerzas inerciales de d'Alembert $\mathcal{F}(P)$ es nula ya que en todo momento se realiza el estudio considerando la plataforma estática.

Dentro de término de fuerzas realizadas sobre el mecanismo únicamente aparecerán dos términos, el de la fuerza de actuador y el de la carga de la carga. Todos los valores másicos de las piezas del mecanismo se desprecian por desconocimiento y para facilitar el análisis ya que no se busca el valor de la fuerza, se desea obtener la evolución de dicha fuerza.

Antes de empezar a realizar los diferentes estudios cabe destacar que la ecuación 1.1.1 demuestra que la fuerza realizada por los cilindros es superior a la carga que se encuentre sobre la plataforma. El recorrido del cilindro es menor que la diferencia de alturas entre la posición inicial y final de la carga, la velocidad de desplazamiento de la carga será superior a la velocidad de expansión del vástago.



1.1.1. Estudio cuasi-estático del cilindro en posición horizontal

Para obtener la expresión de la fuerza que debe realizar el cilindro es necesario encontrar la relación geométrica entre la altura a la que se encuentra la plataforma y la longitud del cilindro.

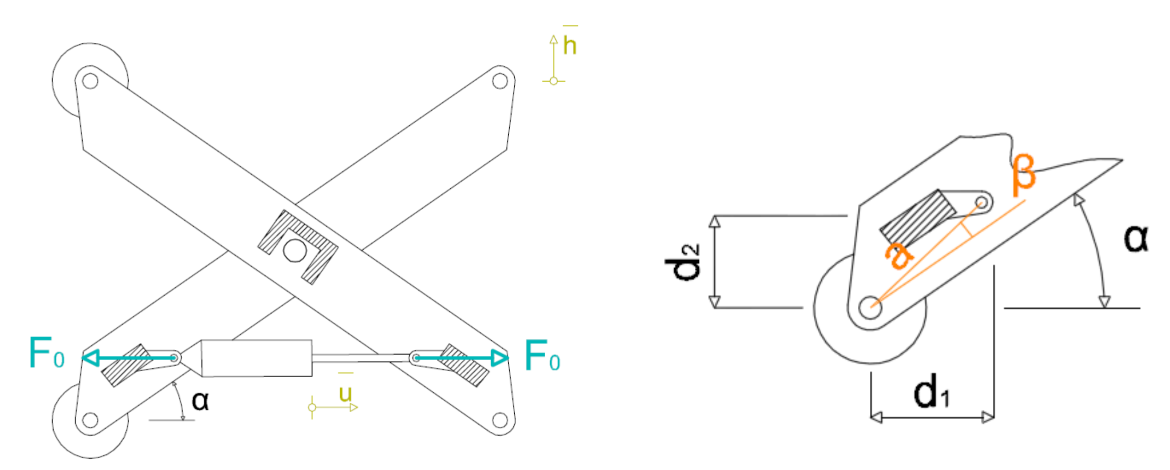


Fig. 1.1.1. Mecanismo con el cilindro en posición horizontal

Fig. 1.1.2. Posicionamiento de la fijación del cilindro

Para obtener dicha relación se empieza por expresar ambas longitudes en función de la longitud de la tijera y del ángulo entre la tijera y el plano horizontal. (Fig. 1.1.1). También son necesarios los parámetros que definen la posición de la sujeción del cilindro (Fig. 1.1.2). De esta forma se obtienen las ecuaciones 1.1.2 y 1.1.3.

$$u = L \cdot \cos\alpha - 2 \cdot a \cdot \cos(\alpha + \beta)$$ *Ecuación 1.1.2*

$$h = L \cdot \sin\alpha$$ *Ecuación 1.1.3*

Para conseguir la relación entre la velocidad de alargamiento del vástago y la velocidad de elevación de la carga se derivan las ecuaciones 1.1.2 y 1.1.3 de esta forma se obtienen las nuevas ecuaciones 1.1.4 y 1.1.5.

$$\bar{u} = -L \cdot \sin\alpha \cdot \dot{\alpha} + 2 \cdot a \cdot \sin(\alpha + \beta) \cdot \dot{\alpha}$$ *Ecuación 1.1.4*

$$\bar{h} = L \cdot \cos\alpha \cdot \dot{\alpha}$$ *Ecuación 1.1.5*

Para acabar se aplica el método de las potenciar virtuales para obtener la expresión de la fuerza que ejerce el cilindro en función del ángulo α, ecuación 1.1.7.

$$F_0 \cdot \bar{u} - \frac{M}{2} \cdot (g + a) \cdot \bar{h} = 0$$ *Ecuación 1.1.6*

$$F_0 = \frac{\mathrm{L} \cdot \cos\alpha}{2 \cdot a \cdot \sin(\alpha + \beta) - L \cdot \sin\alpha} \cdot \frac{M}{2} \cdot (g + a)$$ *Ecuación 1.1.7*

1.1.2. Estudio cuasi-estático del cilindro oblicuo entre las dos tijeras

Al igual que en la anterior alternativa se empieza por definir todos los parámetros necesarios y la correspondiente relación geométrica entre la altura de la plataforma y la longitud del cilindro.

Fig. 1.1.3. Fijación superior

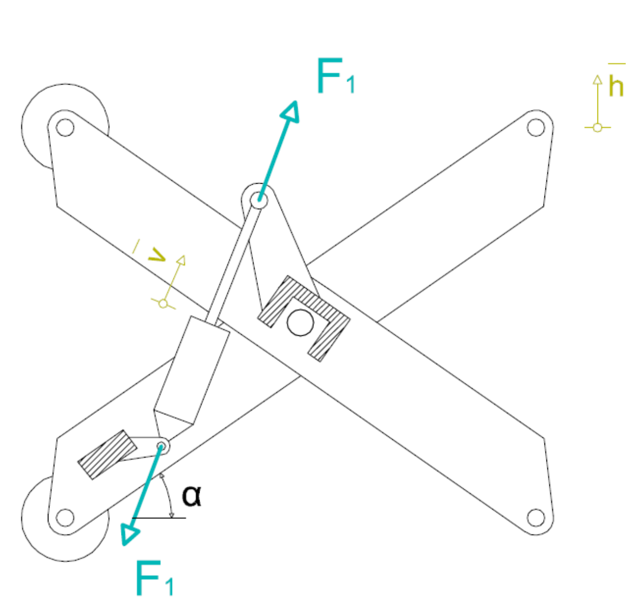


Fig. 1.1.4.Mecanismo con el cilindro oblicuo

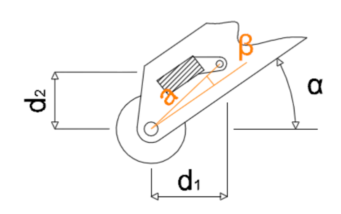
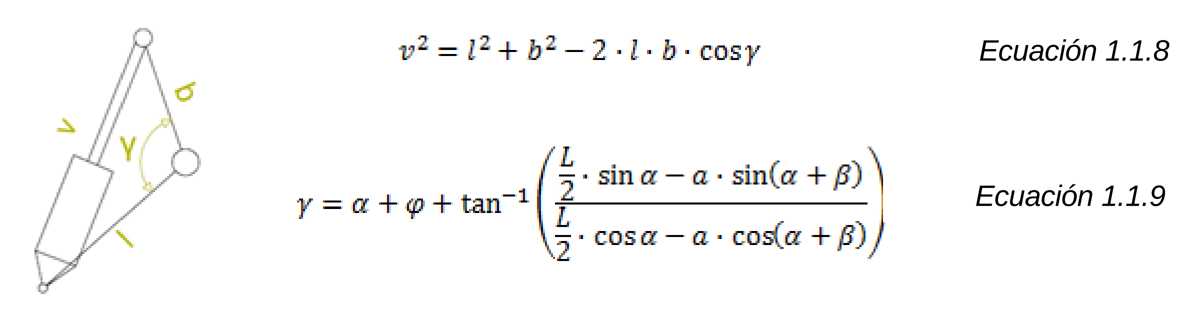


Fig. 1.1.5. Fijación inferior

Para obtener la relación geométrica entre la velocidad de expansión del vástago respecto a la derivada del ángulo entre la tijera y el plano horizontal se debe recurrir al Teorema del Coseno (Ecuación 1.1.8) y obtener el ángulo entre ambas tijeras (Ecuación 1.1.9).



$$v^2 = l^2 + b^2 - 2 \cdot l \cdot b \cdot \cos\gamma$$ *Ecuación 1.1.8*

$$\gamma = \alpha + \varphi + \tan^{-1}\left(\frac{\frac{L}{2} \cdot \sin\alpha - a \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\frac{L}{2} \cdot \cos\alpha - a \cdot \cos(\alpha + \beta)}\right)$$ *Ecuación 1.1.9*

Fig. 1.1.6

$$l = \sqrt{(\frac{L}{2} \cdot \cos\alpha - a \cdot \cos(\alpha + \beta))^2 + (\frac{L}{2} \cdot \sin\alpha - a \cdot \sin(\alpha + \beta))^2}$$ *Ecuación 1.1.10*



Con la ayuda del MATLAB se obtiene la relación entre la velocidad a la que varía el ángulo entre tijeras y el ángulo entre una tijera y el plano horizontal (Ecuación 1.1.11).

$$\dot{\gamma} = 2 \cdot \dot{\alpha}$$ *Ecuación 1.1.11*

Una vez obtenida la relación entre la derivada de los dos ángulos definidos se puede obtener la relación entre la velocidad de expansión del vástago y la derivada del ángulo α (Ecuación 1.1.12 y 1.1.11). La velocidad con la que se eleva la plataforma mantiene la expresión obtenida en la primera alternativa (Ecuación 1.1.5).

$$\bar{v} = \frac{l \cdot b \cdot \sin\gamma}{\sqrt{l^2 + b^2 - 2 \cdot l \cdot b \cdot \cos\gamma}} \cdot \dot{\gamma}$$ *Ecuación 1.1.12*

Una vez obtenidas todas las expresiones necesarias, se puede aplicar el Método de las Potenciar Virtuales para obtener la expresión que relaciona la fuerza que realiza el actuador con el ángulo α (Ecuación 1.1.12).

$$F_1 \cdot \bar{v} - \frac{M}{2} \cdot (g + a) \cdot \bar{h} = 0$$ *Ecuación 1.1.13*

$$F_1 = \frac{\sqrt{l^2 + b^2 - 2 \cdot l \cdot b \cdot \cos\gamma}}{2 \cdot l \cdot b \cdot \sin\gamma} \cdot L \cdot \cos\alpha \cdot (g + a) \cdot \frac{M}{2}$$ *Ecuación 1.1.14*

1.1.3. Estudio cuasi-estático del cilindro entre la base y una base

Al igual que el resto de alternativas, el procedimiento de obtención de la expresión de la fuerza realizada por el actuador en función del ángulo que generan las tijeras con el plano horizontal, ángulo α, se empieza con la obtención de las relaciones geométricas.

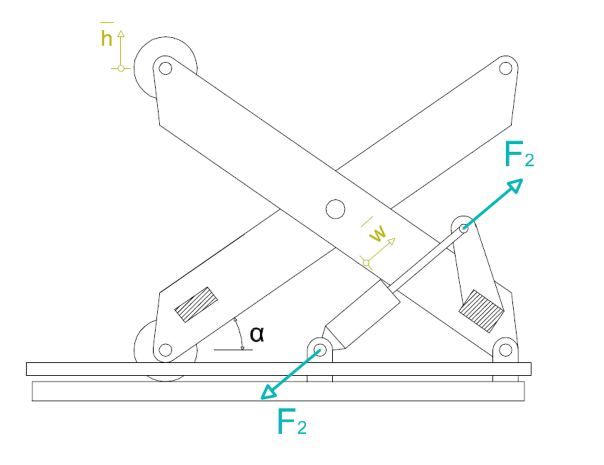




Fig. 1.1.7. Mecanismo con el cilindro entre base y tijera

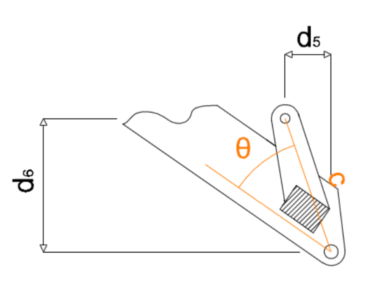
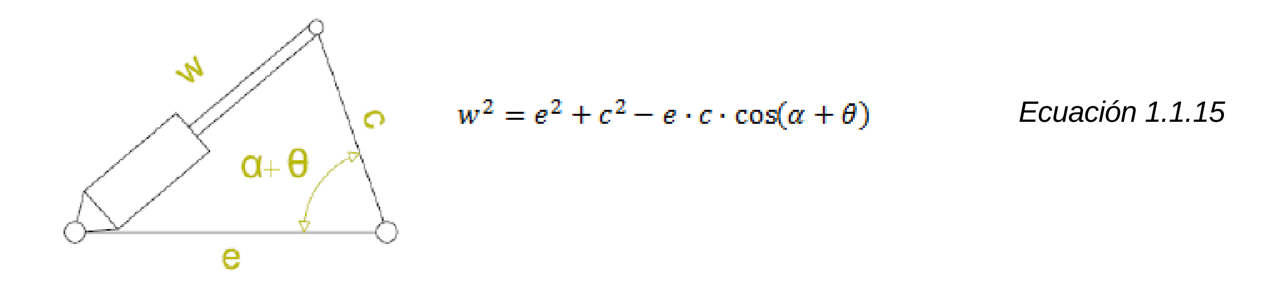


Fig. 1.1.8. Fijación cilindro



El estudio empieza por la obtención de la relación entre la longitud del cilindro y el ángulo entre la tijera y la base, el ángulo α, para ello se recurre al teorema del coseno (Ecuación 1.1.15).



$$w^2 = e^2 + c^2 - e \cdot c \cdot \cos(\alpha + \theta)$$ *Ecuación 1.1.15*

Fig. 1.1.7

Una vez obtenida la relación geométrica es necesario derivar la ecuación 1.1.14 para obtener la relación entre la velocidad de expansión del vástago y la derivada del ángulo entre la tijera y el plano horizontal (Ecuación 1.1.15). Para obtener la velocidad de elevación de la plataforma se recurre a la ecuación 1.1.5.

$$\bar{w} = \frac{e \cdot c \cdot \sin(\alpha + \theta)}{\sqrt{e^2 + c^2 - 2 \cdot e \cdot c \cdot \cos(\alpha + \theta)}} \cdot \dot{\alpha}$$ *Ecuación 1.1.16*

Una vez obtenidas todas las relaciones necesarias se puede recurrir al método de las potencias virtuales para obtener la expresión de la fuerza del actuador en función del ángulo que forma la tijera con el plano horizontal (Ecuación 1.1.17).

$$F_2 \cdot \bar{w} - \frac{M}{2} \cdot (g + a) \cdot \bar{h} = 0$$ *Ecuación 1.1.17*

$$F_2 = \frac{\sqrt{e^2 + c^2 - 2 \cdot e \cdot c \cdot \cos(\alpha + \theta)}}{e \cdot c \cdot \sin(\alpha + \theta)} \cdot L \cdot \cos\alpha \cdot \frac{M}{2} \cdot (g + a)$$ *Ecuación 1.1.18*



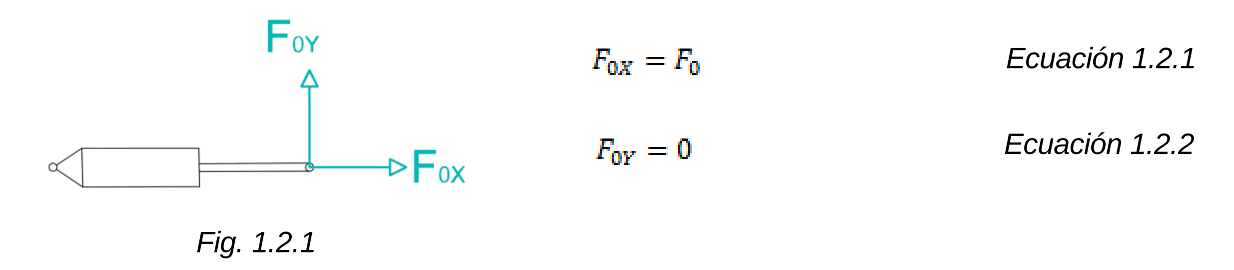
1.2. Descomposición de la fuerza de los cilindros

Para la realizar los estudios cuasi-estáticos y de resistencia de materiales ha sido necesario expresar todas las fuerzas en una misma referencia. La referencia elegida para trabajar ha sido la mismo que utiliza el Software de simulación PAM.

Se deben adaptar todas las expresiones obtenidas en el apartado 1.1 de este documento. Las expresiones de las fuerzas de los cilindros para cada alternativa no están adaptadas a ninguna referencia ya que se trata del módulo de un vector que cambia de dirección para cada valor de α. Por ello, se debe descomponer en una fuerza horizontal y otra vertical.

1.2.1. Descomposición de la fuerza del cilindro horizontal

Se trata de la única alternativa en la que la dirección del cilindro no varía y además se encuentra expresada en la misma referencia que el Software PAM. No hace falta realizar ninguna descomposición.



$$F_{0X} = F_0 \quad \textit{Ecuación 1.2.1}$$

$$F_{0Y} = 0 \quad \textit{Ecuación 1.2.2}$$

Fig. 1.2.1

1.2.2. Descomposición de la fuerza del cilindro oblicuo entre tijeras

El cilindro forma en todo momento un ángulo respecto al plano horizontal, además, este ángulo es variable. El ángulo que forma el cilindro, y consecuentemente el vector fuerza, varía en función del ángulo α. Por ello, es necesaria una descomposición de la fuerza en una componente horizontal y otra vertical.

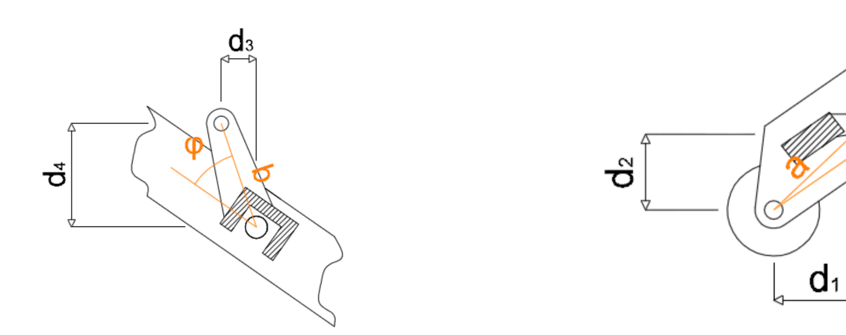


Fig. 1.2.2. Fijación superior *Fig. 1.2.3. Fijación inferior*



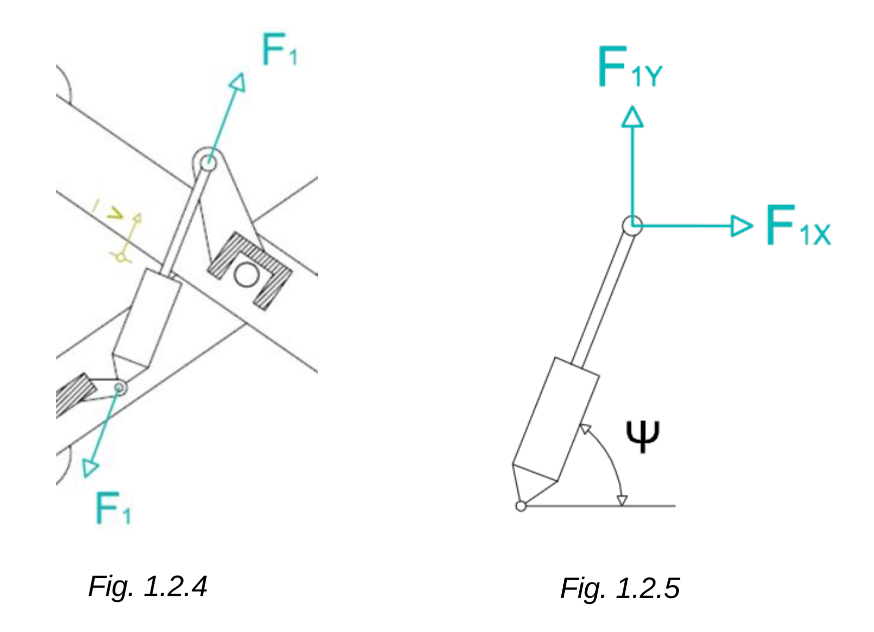


Fig. 1.2.4 Fig. 1.2.5

Para realizar la descomposición se debe definir un nuevo parámetro, el ángulo entre el cilindro y el plano horizontal (Fig. 1.2.4) y se debe obtener su relación con el ángulo α entre la tijera y las base (Ecuación 1.2.3).

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{L}{2}\cdot \sin\alpha - d_2 + d_4}{\frac{L}{2}\cdot \cos\alpha - d_3 - d_1}\right)$$ *Ecuación 1.2.3*

Para obtener las expresiones de las variables d_1, d_2, d_3 y d_4 se debe recurrir al apartado 2.2 y 2.3.

Una vez obtenida la relación entre ángulos se puede proceder a la descomposición de la fuerza del cilindro en sus componentes horizontal y vertical (Ecuaciones 1.2.4 y 1.2.5).

$$F_{1X} = F_1 \cdot \cos\psi$$ *Ecuación 1.2.4*

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \sin\psi$$ *Ecuación 1.2.5*

1.2.3. Descomposición de la fuerza del cilindro entra base y tijera

Al igual que en la anterior alternativa propuesta el eje longitudinal del cilindro genera un cierto ángulo con el plano horizontal, además, se trata de un ángulo que cambia de valor al modificar el ángulo α. Este hecho obliga a descomponer en dos vectores la fuerza del actuador: componente horizontal y componente vertical.



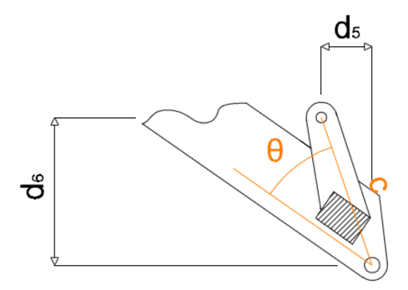


Fig. 1.2.6. Fijación cilindro

Para poder realizar la descomposición se debe empezar por definir una nueva variable, el ángulo que genera el eje longitudinal del cilindro con el plano horizontal (Fig. 1.2.8).

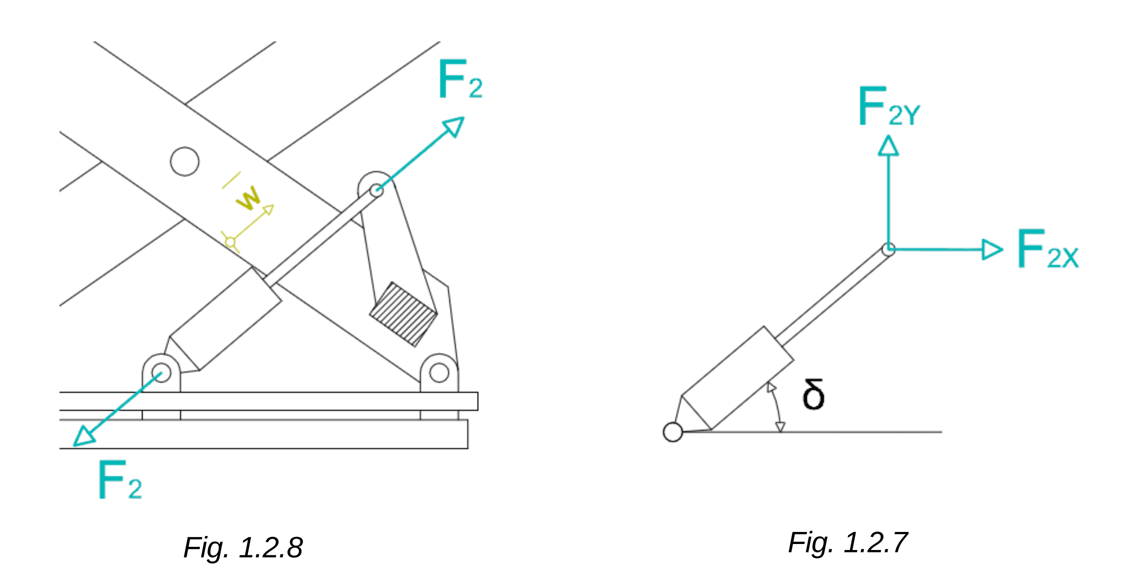


Fig. 1.2.8

Fig. 1.2.7

El nuevo ángulo definido varía dependiendo de la altura a la que se encuentra la plataforma, depende del ángulo entre la tijera y el plano horizontal. Por tanto antes de proceder a la descomposición de la fuerza del cilindro se debe obtener la relación entre ambos ángulos (Ecuación 1.2.6).

$$\delta = \tan^{-1}\left(\frac{d_6}{e-d_5}\right) \qquad \textit{Ecuación 1.2.6}$$

Para obtener las expresiones que relacionan d_5 y d_6 con el ángulo α se debe recurrir al apartado 2.3 de este mismo documento.

Una vez obtenida la expresión que relaciona ambos ángulos ya se puede realizar la descomposición de la fuerza en una componente horizontal (Ecuación 1.2.7) y una componente vertical (Ecuación 1.2.8).

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos\delta \qquad \textit{Ecuación 1.2.7}$$

$$F_{2Y} = F_2 \cdot \sin\delta \qquad \textit{Ecuación 1.2.8}$$

1.3. Estudio geométrico

La idea de este estudio consiste en imponer una altura máxima a la plataforma elevadora y a partir de ella obtener el recorrido necesario del cilindro. Para obtener el recorrido del cilindro únicamente interesa calcular la longitud máxima del cilindro y la longitud mínima para calcular la diferencia.

Para realizar dichos cálculos no es necesario platear ninguna ecuación nueva, todas las que se han de utilizar han sido deducidas anteriormente en el apartado 1.1.

1.3.1. Recorrido del vástago al instalar el cilindro horizontalmente

Para obtener la expresión que relaciona la altura a la que se sitúa la plataforma y el la longitud del cilindro se debe recurrir a las ecuaciones 1.1.2 y 1.1.3. De la ecuación 1.1.3 se obtiene el valor del ángulo α y de la ecuación 1.1.2 se extrae la longitud del cilindro.

Para obtener el recorrido del vástago se debe calcular el valor máximo y mínimo del ángulo α y de esta forma calcular la longitud máxima y mínima del cilindro. La diferencia de dichos ángulos es el recorrido del vástago.

1.3.2. Recorrido del vástago al instalar el cilindro oblicuo entre tijeras

Al igual que en el anterior caso se empieza por obtener el valor máximo y mínimo del ángulo α recurriendo a la ecuación 1.1.3. Posteriormente se recurre a la ecuación 1.1.8 para obtener la longitud máxima y la mínima del cilindro. Para relacionar la ecuación 1.1.8 con el ángulo α se deben utilizar las ecuaciones 1.1.9 y 1.1.10.

Al igual que en el resto de casos el recorrido del vástago es la diferencia entre la longitud máxima y la longitud mínima del cilindro.

1.3.3. Recorrido del vástago al instalar el cilindro entre base y tijera

Como la longitud del cilindro se encuentra expresada en función de la variable α, al igual que los anteriores casos, se debe empezar por calcular el valor máximo y mínimo del ángulo α (Ecuación 1.1.3). Para continuar, se obtiene la longitud máxima y mínima del cilindro al recurrir a la ecuación 1.1.15.

Para acabar, se calcula el recorrido mínimo del vástago con la diferencia entre ambas longitudes obtenidas anteriormente.



2. Diagramas de sólido rígido

Los diagramas de sólido rígido son necesarios en caso de querer obtener las reacciones transmitidas por las articulaciones de forma manual, en este TFG han servido para definir una referencia. Todos los signos de las evoluciones se encuentran en concordancia con la referencia definida ya que los valores extraídos en las simulaciones con la ayuda del software PAM han sido adaptados.

2.1. Plataforma

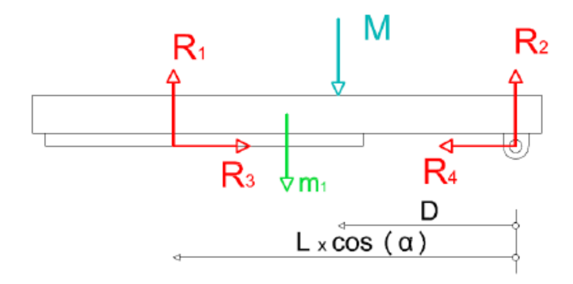


Fig. 2.1.1. Diagrama de sólido rígido de la plataforma

$$R_3 - R_4 = 0$$ *Ecuación 2.1.1*

$$R_1 + R_2 - m_1 \cdot g - \frac{M}{2} \cdot (g + a) = 0$$ *Ecuación 2.1.2*

$$g \cdot m_1 \cdot \frac{L}{2} + \frac{M}{2} \cdot (g + a) \cdot D - R_1 \cdot L \cdot \cos\alpha = 0$$ *Ecuación 2.1.3*

2.2. Tijera articulada en la plataforma

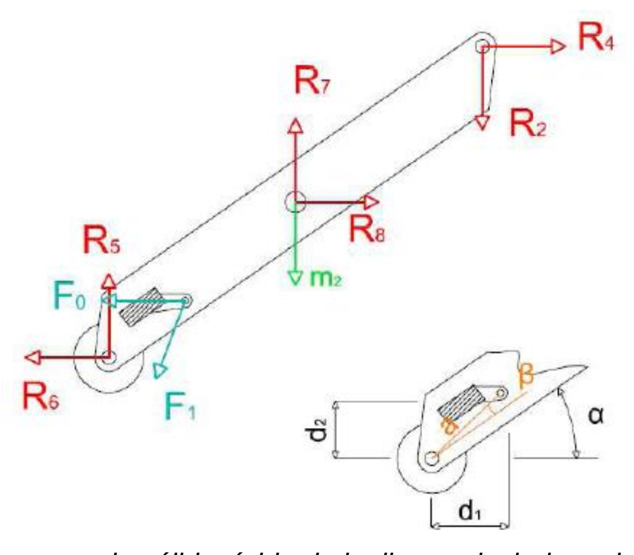


Fig. 2.2.1. Diagrama de sólido rígido de la tijera articulada en la plataforma



$$d_1 = a \cdot \cos(\alpha + \beta)$$ *Ecuación 2.2.1*

$$d_2 = a \cdot \sin(\alpha + \beta)$$ *Ecuación 2.2.2*

$$R_5 + R_7 - F_{1y} - m_2 \cdot g - R_2 = 0$$ *Ecuación 2.2.3*

$$R_6 + F_0 + F_{1x} - R_8 - R_4 = 0$$ *Ecuación 2.2.4*

$$R_7 \cdot \frac{L}{2} \cdot \cos\alpha + (F_{1x} + F_0) \cdot d_2 - F_{1y} \cdot d_1 - \left(\frac{m_2 \cdot g}{2} + R_2\right) \cdot L\cos\alpha - \left(\frac{R_8}{2} + R_4\right) \cdot L \cdot \sin\alpha = 0$$ *Ecuación 2.2.5*

2.3. Tijera articulada en la base

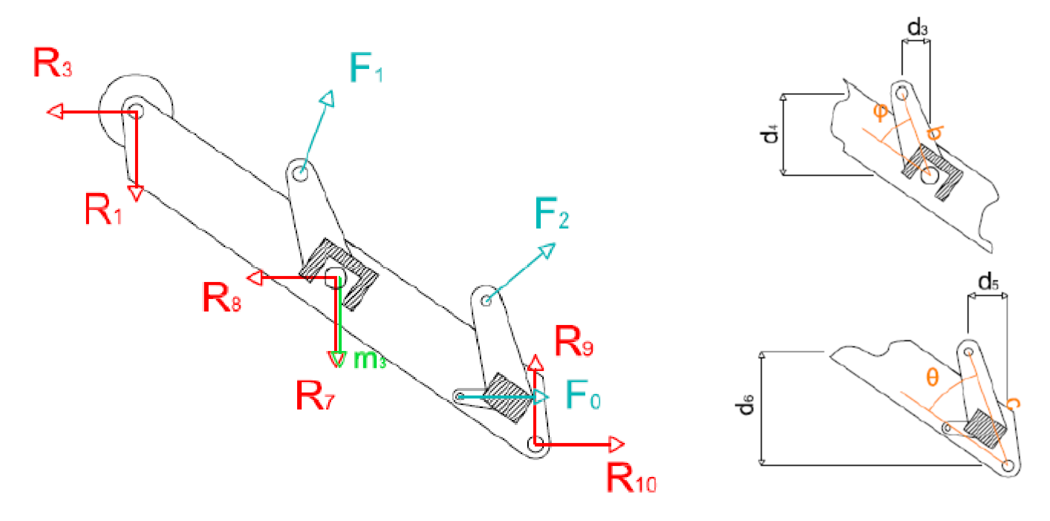


Fig. 2.3.1. Diagrama de sólido rígido de la tijera articulada en la base

$$d_3 = b \cdot \cos(\alpha + \varphi)$$ *Ecuación 2.3.1*

$$d_4 = b \cdot \sin(\alpha + \varphi)$$ *Ecuación 2.3.2*

$$d_5 = c \cdot \cos(\alpha + \theta)$$ *Ecuación 2.3.3*

$$d_6 = c \cdot \sin(\alpha + \theta)$$ *Ecuación 2.3.4*

$$R_{10} + F_{1x} + F_{2x} + F_0 - R_3 - R_8 = 0$$ *Ecuación 2.3.5*

$$R_9 + F_{1y} + F_{2y} - R_1 - R_7 - m_3 \cdot g = 0$$ *Ecuación 2.3.6*

$$\left(R_3 + \frac{R_8}{2}\right) \cdot L \cdot \sin\alpha + \left(R_1 + \frac{R_7}{2} + \frac{m_3 \cdot g}{2}\right) \cdot L \cdot \cos\alpha - F_{2y} \cdot d_5 - F_{2x} \cdot d6 - F_0 \cdot d_2 - F_{1y} \cdot \left(\frac{L}{2} \cdot \cos\alpha + d_3\right) - F_{1x} \cdot \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\alpha + d_4\right) = 0$$

Ecuación 2.3.7



2.4. Base

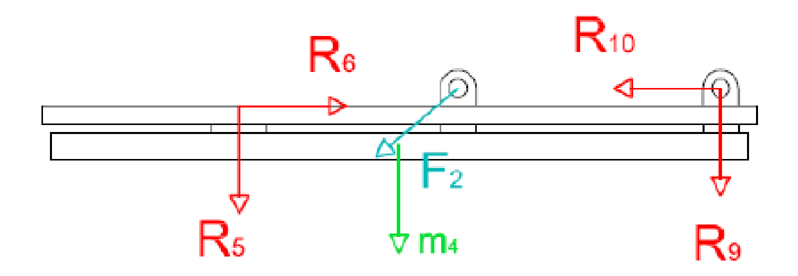


Fig. 2.4.1. Diagrama de sólido rígido de la base

$$R_6 - R_{10} - F_{2x} = 0$$ *Ecuación 2.4.1*



3. Cálculo de la profundidad mínima del foso

Para el estudio de la profundidad del foso interesa analizar la plataforma en el momento que está plegada, es decir cuando el ángulo α es mínimo.

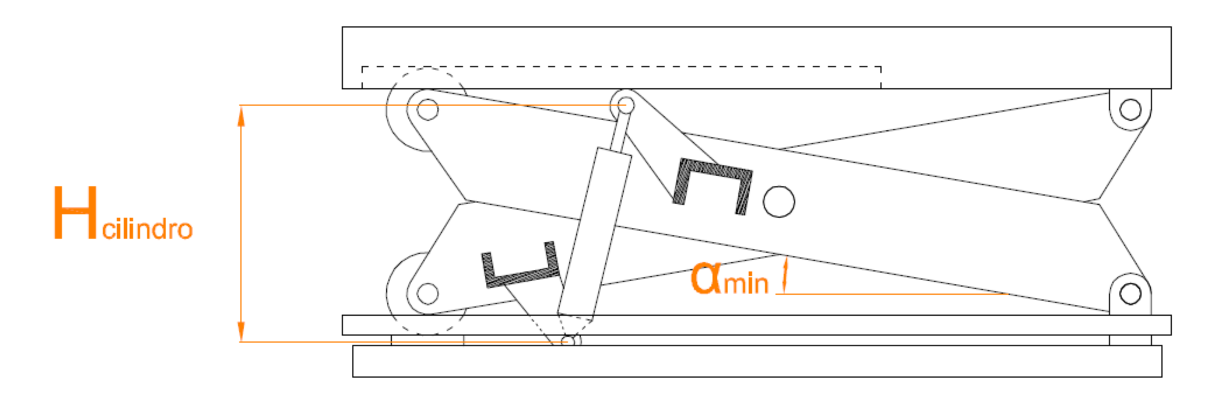


Fig. 3.1.1. Mesa elevadora plegada

Para la obtención de la expresión que relaciona la diferencia de alturas entre las dos fijaciones del cilindro es necesario tener definidos todos los parámetros que posicionan las dos sujeciones (Fig. 3.1.2 y Fig. 3.1.3).

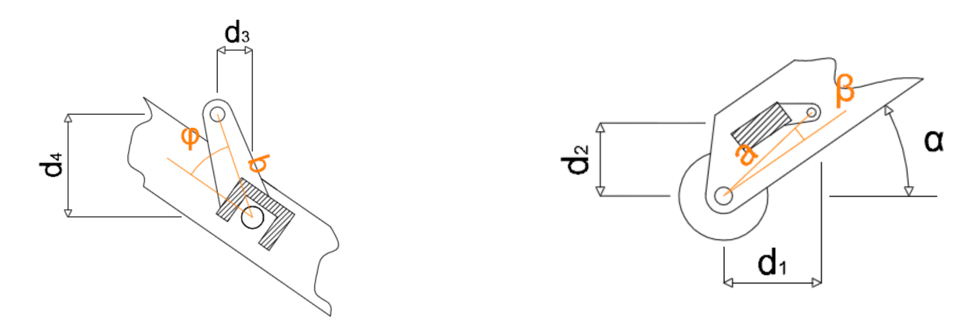


Fig. 3.1.2. Fijación superior

Fig.3.1.3. Fijación inferior

Con todos los parámetros definidos y mediante trigonometría se obtiene la expresión que relaciona $H_{cilindro}$ con el ángulo α (Ecuación 3.1.1). Para obtener las expresiones que relacionan d_1, d_2, d_3 y d_4 con el ángulo α se debe recurrir a las ecuaciones 2.2.1, 2.2.2, 2.3.1 y 2.3.2.

$$H_{cilindro} = d_4 + \frac{L}{2} \cdot \sin\alpha - d_2 \quad \text{Ecuación 3.1.1}$$

Una vez obtenida la expresión de la diferencia de altura entre ambas fijaciones se debe imponer que dicha altura siempre sea considerablemente inferior a un metro, para obtener la altura exacta del foso se debe incluir el grosor de la plataforma.



4. Posicionamiento de los perfiles transversales de las tijeras

Los perfiles transversales tienen dos funciones, ambas son imprescindibles para el correcto funcionamiento de la mesa elevadora. Dichos perfiles sirven para dar rigidez a las tijeras y para transmitir los esfuerzos de las fijaciones de los cilindros. Sobre estos perfiles transversales se encuentran soldadas los soportes de cada cilindro.

Es de vital importancia su colocación en el mecanismo porque el situarlos en una posición errónea puede llevar a la interferencia de sólidos para conseguir el movimiento deseado o a una mala rigidez por parte de la tijera.

4.1. Perfil transversal de las fijaciones inferiores del cilindro

Como ya se ha mencionado en la memoria de este TFG para analizar este caso es necesario estudiar la geometría en el momento que la plataforma se encuentra a la altura mínima, es decir, cuando el ángulo α es mínimo.

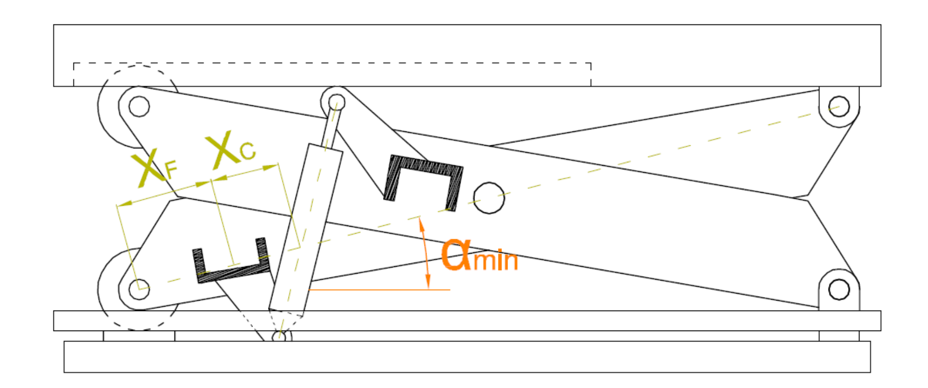


Fig. 4.1.1. Plataforma plegada

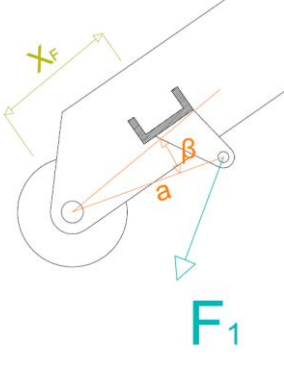


Fig. 4.1.3

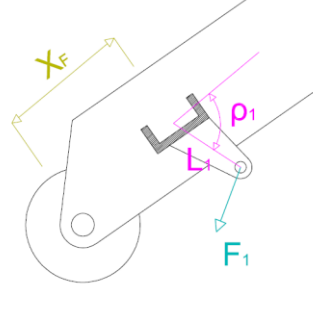


Fig. 4.1.2



Una vez decido el ángulo mínimo con el que se desea realizar el análisis es conveniente empezar por obtener el ángulo ψ que forma el eje longitudinal del cilindro con el plano horizontal (Ecuación 1.2.3) y la distancia horizontal (d_1) y vertical (d_2) que existe entre el extremo inferior del cilindro y la articulación inferior de la tijera (Ecuación 2.2.1 y 2.2.2).

A la hora de decidir el valor de X_F se debe recordar que el perfil tiene una sección determinada y que el cilindro tiene un diámetro, esto obliga a pensar en la posible interferencia entre ambos sólidos. Al imponer un ángulo β negativo, la articulación que une el cilindro con la fijación se encuentra por debajo del perfil transversal. Este hecho, obliga a imponer una restricción (Ecuación 4.1.1).

$$X_F < a \cdot \cos(\beta)$$ *Ecuación 4.1.1*

$$(X_C + X_F) = \frac{a \cdot \sin(\alpha_{min} + \beta)}{\tan(\psi)} + a \cdot \cos(\beta)$$ *Ecuación 4.1.2*

Una vez decidido el valor de X_F para que exista una holgura suficiente entre el cilindro y el perfil transversal se debe proceder a definir los parámetros que definen la longitud de la sujeción y el ángulo que este forma con la tijera. Se debe plantear un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas (Ecuación 4.1.3 y 4.1.4).

$$X_F + L_1 \cdot \cos(\rho_1) = a \cdot \cos(\beta)$$ *Ecuación 4.1.3*

$$a \cdot \sin(\beta) = L_1 \cdot \sin(\rho_1)$$ *Ecuación 4.1.4*

4.2. Perfil transversal de las fijaciones superiores del cilindro

Para analizar el caso del perfil transversal que sujeta las fijaciones superiores a la tijera se debe analizar la situación en la que la plataforma se encuentra a la máxima altura, es decir, cuando el ángulo α es máximo.

Este caso es una situación crítica por un motivo de geometría. Para empezar no puede existir ninguna interferencia entre el cilindro y el perfil transversal, se trata de un problema similar al que ocurre en el caso analizado anteriormente en el punto 4.1.



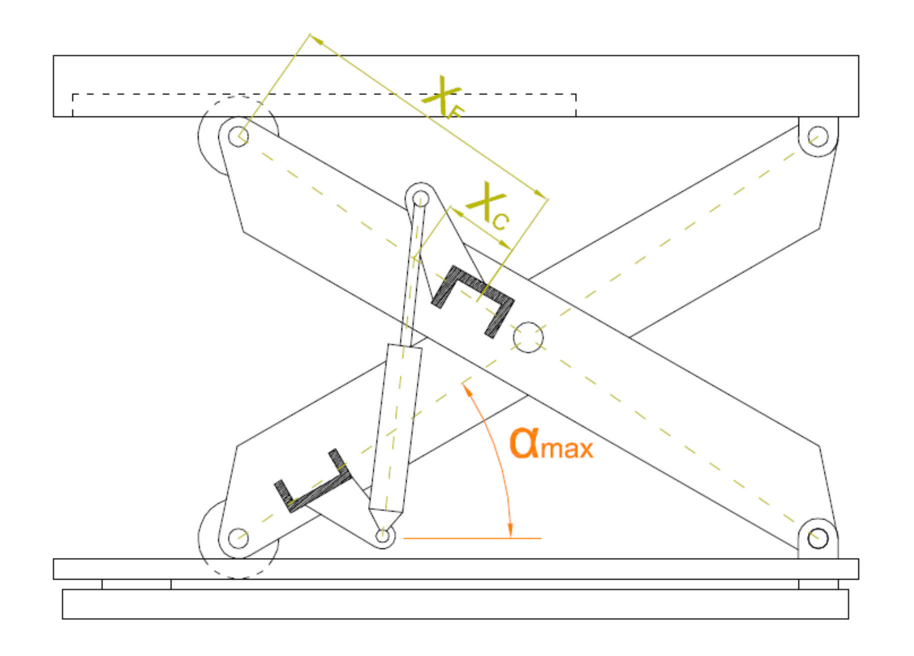


Fig. 4.2.1. Mesa con la plataforma elevada

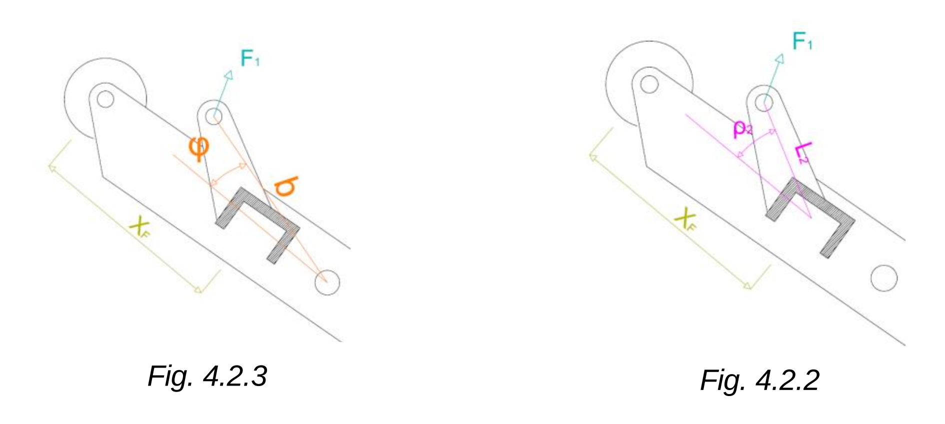


Fig. 4.2.3

Fig. 4.2.2

Al tener decidido el ángulo α máximo al que pueden llegar las tijeras se recurre a la ecuación 1.2.3 para obtener el ángulo que forma el cilindro con el plano horizontal, también se recurre a las ecuaciones 2.3.1 y 2.3.2 para obtener las distancias d_3 y d_4 respectivamente.

El proceso de elección de la distancia es similar al del apartado anterior, apartado 4.1. Se debe buscar un valor que permita dejar una cierta holgura entre el vástago del cilindro y el perfil transversal de la tijera. Para ello se recurre a imponer ciertas restricciones (Ecuación 4.2.1 y 4.2.2).

$$X_F > \frac{L}{2} - b \cdot \cos(\varphi)$$ *Ecuación 4.2.1*

$$X_F - X_C = \frac{L}{2} - b \cdot \cos(\varphi) + b \cdot \sin(\varphi) \cdot \tan(180 - \varphi - \alpha_{max})$$ *Ecuación 4.2.2*



Al tener definida la distáncia X_F Se pueden obtener los parámetros que caracterizan al soporte: longitud y ángulo con la tijera. Estos parámetros son necesarios para obtener el momento flectos y los esfuerzos normales y tangenciales que se transmiten a la tijera. Al tener dos incognitas se genera un sistema de dos ecuaciones (Ecuación 4.2.3 y 4.2.4).

$$\frac{L}{2} - X_F = b \cdot \cos(\varphi) - L_2 \cdot \cos(\rho_2)$$ *Ecuación 4.2.3*

$$b \cdot \sin(\varphi) = L_2 \cdot \sin(\rho_2)$$ *Ecuación 4.2.4*



Resumen

Se trata de uno de los anexos pertenecientes al trabajo de final de grado (TFG) que lleva por título "Plataforma elevadora de tipo tijera". La información que aporta este documento, como la de cualquier anexo, tiene la misión de complementar los datos y valores que aparecen en la memoria de dicho TFG.

A este anexo, nombrado como anexo B, se puede recurrir en caso de querer complementar la información sobre resistencia de materiales aplicada en la memoria. También se puede recurrir en caso de querer documentarse sobre las simulaciones en ANSYS, simulaciones en las que se aplican los elementos finitos para la obtención de las deformaciones y de las tensiones soportadas por las piezas.



Sumario




ETSEIB

1. Teoría de resistencia de material

1.1. Tipos de esfuerzos soportados por las piezas

1.1.1. Esfuerzos normales

Son aquellos esfuerzos que resultan de la aplicación de una fuerza en la dirección perpendicular a la sección objeto de estudio. Existen dos comportamientos para la pieza que trabaja a esfuerzos normales: tracción y compresión.

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A}$$ *Ecuación 1.1.1*

La ecuación 1.1.1 permite la obtención de la tensión que soporta una sección que trabaja a esfuerzos normales. Para poder aplicar dicha ecuación es necesaria la aplicación del Principio de St. Venant que afirma que superada una cierta distancia respecto al punto de aplicación de la fuerza normal la tensión se puede considerar uniforme.

1.1.2. Momentos flectores

Se trata de una distribución de tensiones sobre una sección transversal que se produce en una pieza al someterla a un momento, a una fuerza puntual o a una fuerza distribuida. Dichos esfuerzos pueden aparecer combinados con otros: Flexión simple (con esfuerzos cortantes), flexión desviada (momentos flectores en más de una dirección) y flexión compuesta (combinada con esfuerzos normales).

Para los casos de flexión pura o simple la tensión que experimenta la sección a estudiar viene determinada por la Fórmula de Navier (Ecuación 1.1.2).

$$\sigma_x = \frac{M_z}{I_z} \cdot y$$ *Ecuación 1.1.2*

1.1.3. Esfuerzos cortantes

También conocidos como esfuerzos tangenciales, son aquellos esfuerzos producidos por una fuerza aplicada en una dirección paralela a la sección. Se trata de esfuerzos que aparecen cuando existe una variación de flectores, su misión es la de equilibrar los esfuerzos de cada punto de la pieza.



Para el estudio de secciones macizas que trabajan a flexión simple se aplica la Fórmula de Collignon (Ecuación 1.1.3) para la obtención de los esfuerzos cortantes.

$$\tau_{xy} = \frac{T_y \cdot m_z}{b \cdot I_z}$$ *Ecuación 1.1.3*

En caso de combinación de tensiones, por ejemplo esfuerzos tangenciales y normales, se debe recurrir a los criterios de tensión combinada. La máquina que se diseña en este TFG utiliza materiales metálicos, materiales dúctiles, por ello se debe recurrir al criterio de VON MISES o al criterio de Tresca. Este estudio se inclina por el criterio de VON MISES (Ecuación 1.1.4).

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}}{0{,}58}$$ *Ecuación 1.1.4*

1.1.4. Momentos torsores

Se trata de un esfuerzo que debe soportar una pieza cuando la pieza se somete a un momento paralelo al eje longitudinal, al eje perpendicular a la sección de estudio. Las tensiones que se generan en la sección vienen determinadas por la Teoría de Coulomb en secciones circulares (Ecuación 1.1.5) y por la Teoría de Saint Venant en secciones rectangulares o abiertas (Ecuación 1.1.6).

$$\tau = \frac{M_x}{I_0} \cdot r$$ *Ecuación 1.1.5*

$$\tau_{max} = \frac{M_x}{K_1 \cdot 2 \cdot a^2 \cdot 2 \cdot b}$$ *Ecuación 1.1.6*

Para los perfiles UPN, al ser perfiles abiertos, se utiliza la Teoría de Saint Venant. Al existir una gran diferencia entre las dimensiones a y b del perfil (b >> a) K_1=1/3.

1.1.5. Pandeo

El pandeo es la deformación que sufre una pieza al trabajar con esfuerzos normales. Solo sufren los efectos de pandeo las piezas con elevada longitud en referencia a su sección. La longitud mínima para que no se produzca el pandeo depende del tipo de fijaciones a las que están sujetos los extremos de la pieza.

En el estudio presentado en este trabajo no se tiene en consideración este efecto a la hora de realizar cálculos manuales. Las piezas de elevada longitud que pueden tener problemas de pandeo son analizados mediante elementos finitos, es decir, con la ayuda del ANSYS.



1.2. Diagramas de esfuerzos de las tijeras

Los diagramas de esfuerzos son gráficos en las cuales los momentos y los cortantes aparecen dibujados como ordenadas. La distancia x que recorre la pieza es representada en el eje de abscisas.

1.2.1. Tijeras con las fijaciones inferiores de los cilindro

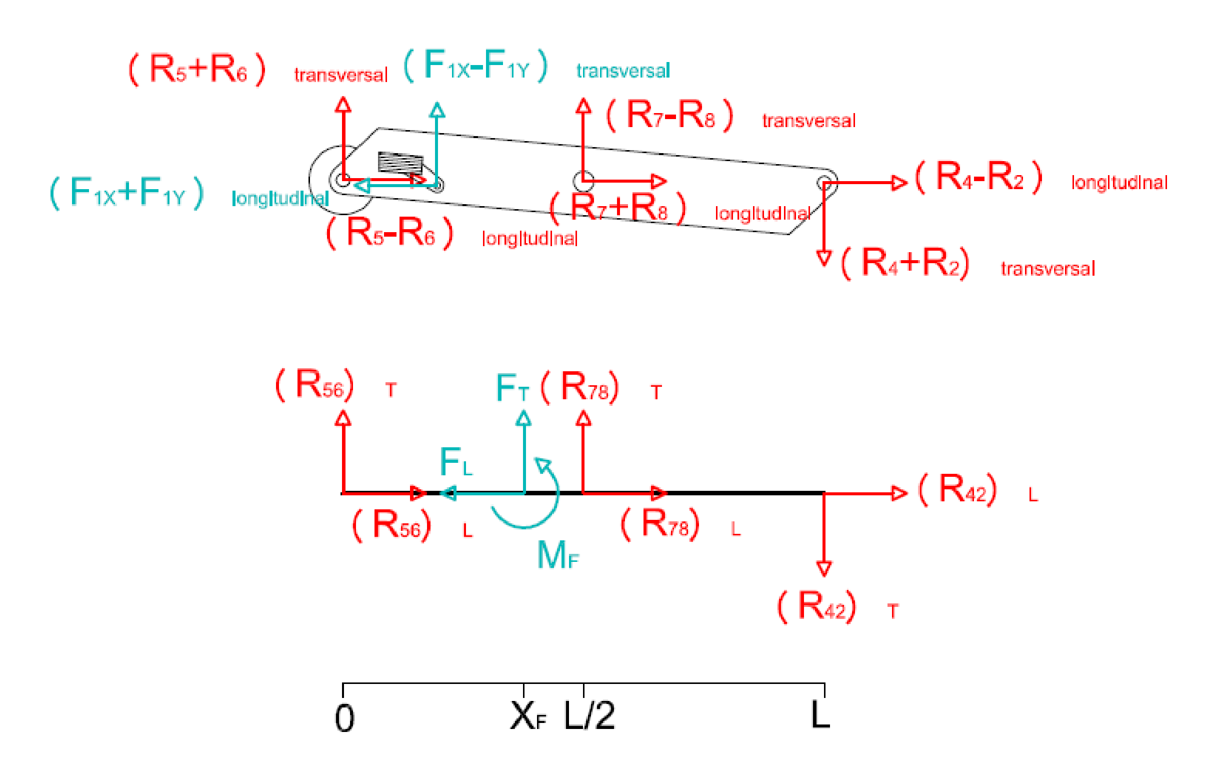


Fig. 1.2.1. Diagrama de esfuerzos perfil longitudinal

TRAMO	N [N]	T [N]	M [N·m]
$0 - X_F$	$-(R_{56})_L$	$(R_{56})_T$	$(R_{56})_T \cdot x$
$X_F - L/2$	$-(R_{56})_L + F_L$	$(R_{56})_T + F_T$	$(R_{56})_T \cdot x - M_F + F_T \cdot (x-X_F)$
$L/2 - L$	$-(R_{56})_L + F_L - (R_{78})_L$	$(R_{56})_T + F_T + (R_{78})_T$	$(R_{56})_T \cdot x - M_F + F_T \cdot (x-X_F) + (R_{78})_T \cdot (x-L/2)$

Tabla 1.2.1. Reacciones normales, tangenciales y momentos



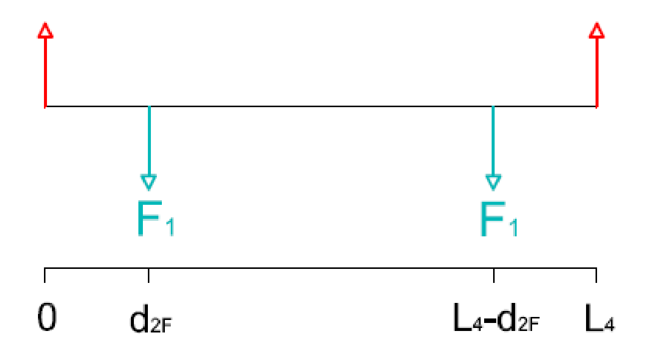


Fig. 1.2.2. Diagrama de esfuerzos perfil transversal

TRAMO	N [N]	T [N]	M [N·m]
$0 - d_{2F}$	0	$-F_1$	$-F_1 \cdot x$
$D_{2F} - (L_4\text{-}d_{2F})$	0	0	$-F_1 \cdot d_{2F}$
$(L_4\text{-}d_{2F}) - L_4$	0	F_1	$F_1 \cdot x\text{-}F_1 \cdot L_4$

Fig. 1.2.3. Reacciones normales, tangenciales y momentos

Para poder obtener los esfuerzos que se transmiten del soporte a los perfiles longitudinales de las piezas es necesario obtener el diagrama de esfuerzos de las fijaciones y descomponer dichos esfuerzos a la referencia definida para las tijeras.

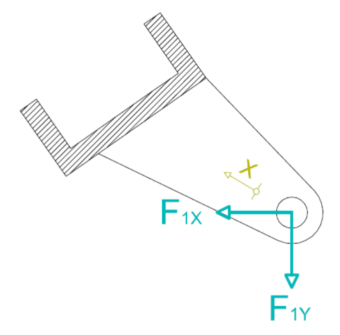


Fig. 1.2.4

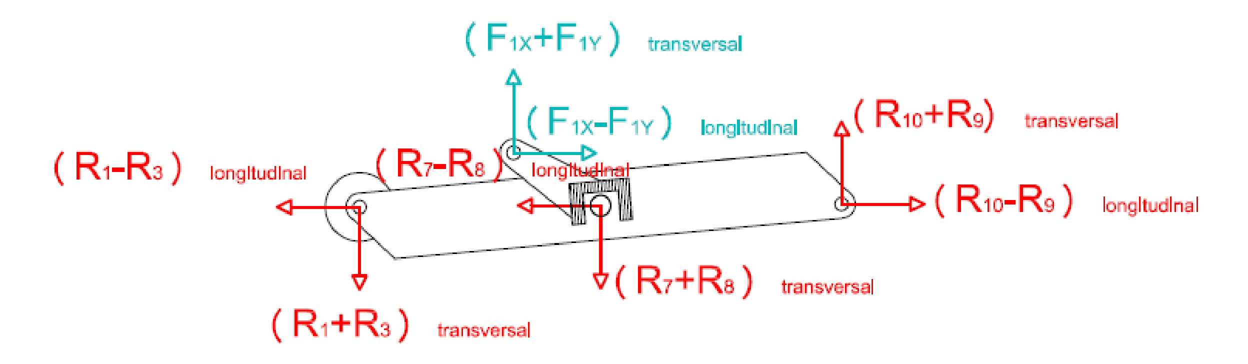
$$M = -(x \cdot \cos(\rho_1 - \alpha) \cdot F_{1Y} + x \cdot \sin(\rho_1 - \alpha) \cdot F_{1X})$$ *Ecuación 1.2.1*

$$N = F_{1Y} \cdot \sin(\rho_1 - \alpha) - F_{1X} \cdot \cos(\rho_1 - \alpha)$$ *Ecuación 1.2.2*

$$T = F_{1Y} \cdot \cos(\rho_1 - \alpha) + F_{1X} \cdot \sin(\rho_1 - \alpha)$$ *Ecuación 1.2.3*



1.2.2. Tijera con las fijaciones superiores de los cilindros



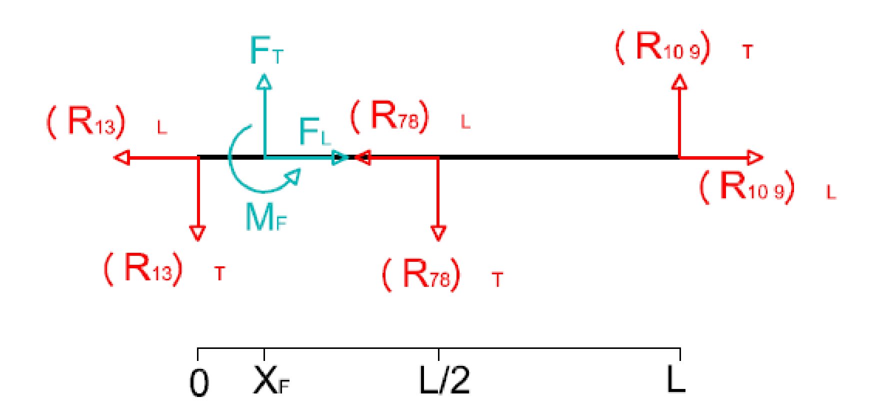


Fig. 1.2.5. Diagrama de esfuerzos perfil longitudinal

TRAMO	N [N]	T [N]	M [N·m]
0 - X_F	$-(R_{13})_L$	$-(R_{13})_T$	$-(R_{13})_T \cdot x$
X_F - L/2	$-(R_{13})_L - F_L$	$-(R_{13})_T + F_T$	$-(R_{13})_T \cdot x + F_T \cdot (x-X_F) - M_F$
L/2 - L	$-(R_{13})_L - F_L - (R_{78})_L$	$-(R_{13})_T + F_T - (R_{78})_T$	$-(R_{13})_T \cdot x + F_T \cdot (x-X_F) - M_F - (R_{78})_T \cdot (x-L/2)$

Tabla 1.2.2. Reacciones normales, tangenciales y momentos



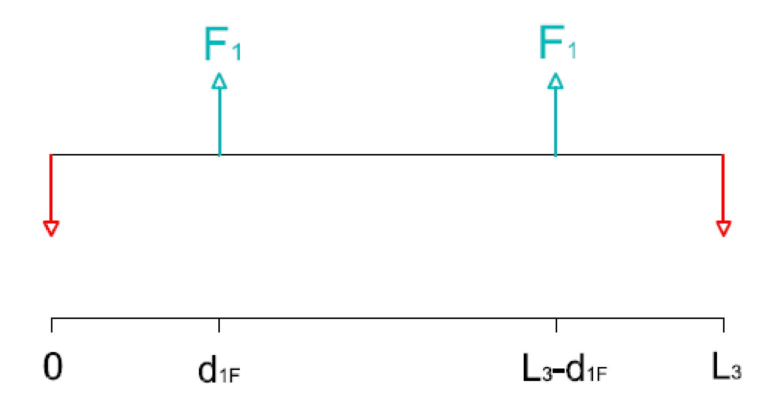


Fig. 1.2.6.Diagrama de esfuerzos perfil transversal

TRAMO	N [N]	T [N]	M [N·m]
$0 - d_{1F}$	0	$-F_1$	$-F_1 \cdot x$
$D_{1F} - (L_3 - d_{1F})$	0	0	$-F_1 \cdot d_{1F}$
$(L_3 - d_{1F}) - L_3$	0	F_1	$F_1 \cdot x - F_1 \cdot L_3$

Tabla 1.2.3. Reacciones normales, tangenciales y momentos

Al igual que en la otra tijera, se debe obtener el diagrama de esfuerzos de la fijación de la tijera. De esta forma, se consigue calcular los diferentes esfuerzos que genera la fuerza del cilindro sobre el perfil longitudinal de la tijera.

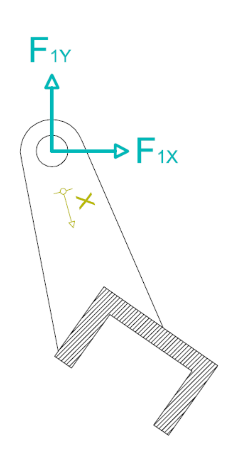


Fig. 1.2.7

$$N = F_{1Y} \cdot \sin(\alpha + \rho_2) - F_{1X} \cdot \cos(\alpha + \rho_2)$$ *Ecuación 1.2.4*

$$T = F_{1Y} \cdot \cos(\alpha + \rho_2) + F_{1X} \cdot \sin(\alpha + \rho_2)$$ *Ecuación 1.2.5*

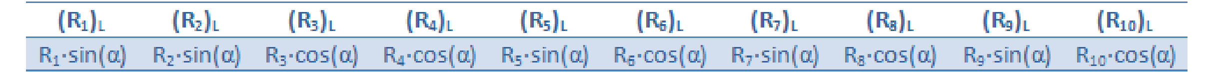
$$M = x \cdot \cos(\alpha + \rho_2) \cdot F_{1Y} + x \cdot \sin(\alpha + \rho_2) \cdot F_{1X}$$ *Ecuación 1.2.6*



1.2.3. Descomposiciones

Las reacciones que aparecen en las diferentes articulaciones y la fuerza que realiza el cilindro se encuentran expresadas en la referencia que utiliza el programa de simulación PAM. Para realizar los diagramas de esfuerzos es necesario expresar dichas fuerzas en la dirección longitudinal y transversal de la tijera, por ello es necesaria la descomposición de las fuerzas.

1. Descomposición de las fuerzas en la dirección longitudinal de las tijeras



$(R_1)_L$	$(R_2)_L$	$(R_3)_L$	$(R_4)_L$	$(R_5)_L$	$(R_6)_L$	$(R_7)_L$	$(R_8)_L$	$(R_9)_L$	$(R_{10})_L$
$R_1 \cdot \sin(\alpha)$	$R_2 \cdot \sin(\alpha)$	$R_3 \cdot \cos(\alpha)$	$R_4 \cdot \cos(\alpha)$	$R_5 \cdot \sin(\alpha)$	$R_6 \cdot \cos(\alpha)$	$R_7 \cdot \sin(\alpha)$	$R_8 \cdot \cos(\alpha)$	$R_9 \cdot \sin(\alpha)$	$R_{10} \cdot \cos(\alpha)$

Tabla 1.2.4. Descomposición de las reacciones de las articulaciones

$(F_{1X})_L$	$(F_{1Y})_L$
$F_{1X} \cdot \cos(\alpha)$	$F_{1Y} \cdot \sin(\alpha)$

Tabla 1.2.5. Descomposición de las fuerzas del cilindro

2. Descomposición de las fuerzas en la dirección transversal de las tijeras

$(R_1)_T$	$(R_2)_T$	$(R_3)_T$	$(R_4)_T$	$(R_5)_T$	$(R_6)_T$	$(R_7)_T$	$(R_8)_T$	$(R_9)_T$	$(R_{10})_T$
$R_1 \cdot \cos(\alpha)$	$R_2 \cdot \cos(\alpha)$	$R_3 \cdot \sin(\alpha)$	$R_4 \cdot \sin(\alpha)$	$R_5 \cdot \cos(\alpha)$	$R_6 \cdot \sin(\alpha)$	$R_7 \cdot \cos(\alpha)$	$R_8 \cdot \sin(\alpha)$	$R_9 \cdot \cos(\alpha)$	$R_{10} \cdot \sin(\alpha)$

Tabla 1.2.6. Descomposición de las reacciones de las articulaciones

$(F_{1X})_T$	$(F_{1Y})_T$
$F_{1X} \cdot \sin(\alpha)$	$F_{1Y} \cdot \cos(\alpha)$

Tabla 1.2.7. Descomposición de las fuerzas del cilindro

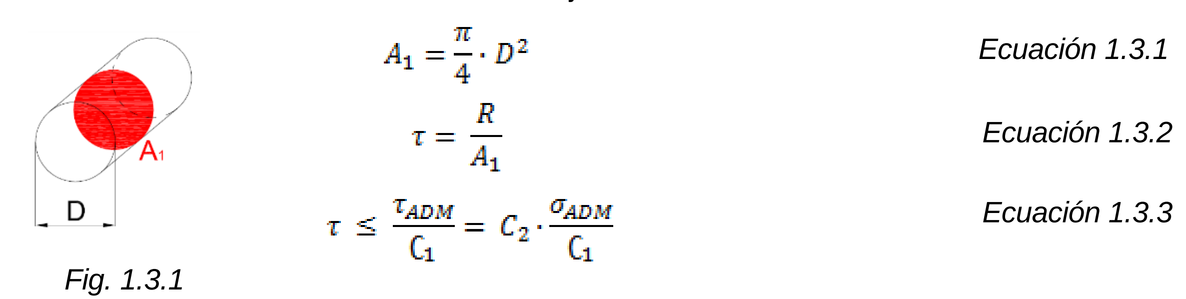


1.3. Diseño de ejes articulados

Para el diseño de una articulación se deben aplicar los criterios de fallo tanto al eje, o pasador, como al agujero de los perfiles por los que ha de pasar el eje.

1.3.1. Fallo por cizalladura

Se trata de un criterio de fallo que únicamente se produce en el eje de la articulación. Únicamente es necesario su estudio en el eje.



$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$ *Ecuación 1.3.1*

$$\tau = \frac{R}{A_1}$$ *Ecuación 1.3.2*

$$\tau \leq \frac{\tau_{ADM}}{C_1} = C_2 \cdot \frac{\sigma_{ADM}}{C_1}$$ *Ecuación 1.3.3*

Fig. 1.3.1

La constante C_1 es el factor de seguridad elegido para el diseño. Para el estudio de la cizalladura el coeficiente corrector C_2 pasa a tener un valor de 0,65 al tratarse de un eje ordinario.

1.3.2. Fallo por aplastamiento

Se trata de un tipo de fallo que debe ser analizado tanto para el eje como para el agujero. A la hora de aplicar el criterio de fallo por aplastamiento en el agujero de la articulación se debe aplicar tanto para el perfil UPN como para las fijaciones de la base o plataforma y para las ruedas..

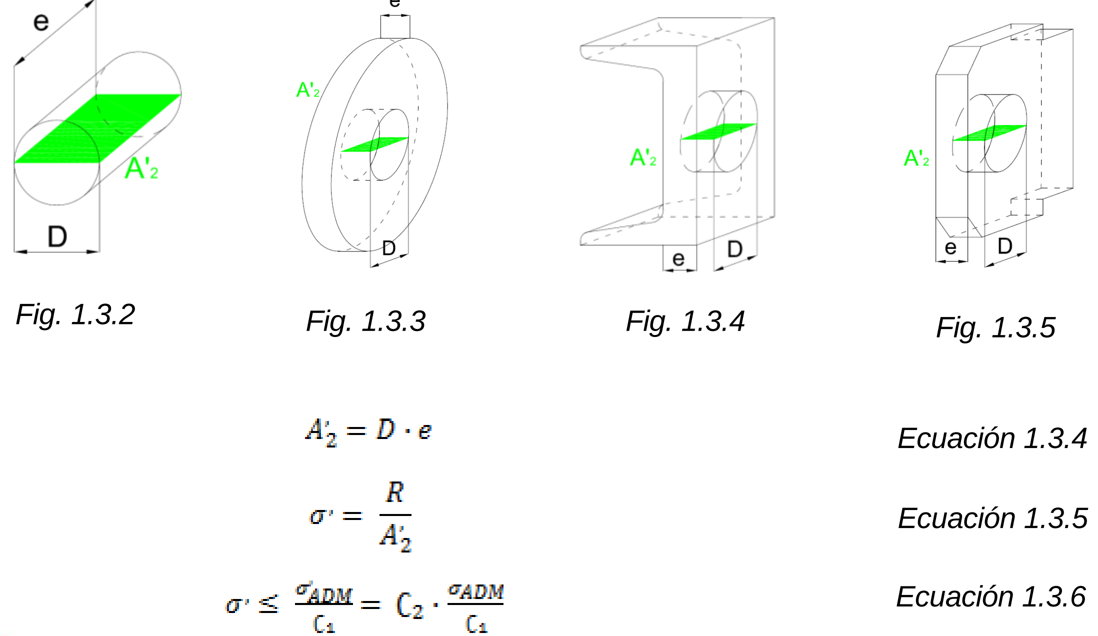


Fig. 1.3.2 *Fig. 1.3.3* *Fig. 1.3.4* *Fig. 1.3.5*

$$A'_2 = D \cdot e$$ *Ecuación 1.3.4*

$$\sigma' = \frac{R}{A'_2}$$ *Ecuación 1.3.5*

$$\sigma' \leq \frac{\sigma_{ADM}}{C_1} = C_2 \cdot \frac{\sigma_{ADM}}{C_1}$$ *Ecuación 1.3.6*



Al ser un eje ordinario el coeficiente corrector C_2 para el cálculo del aplastamiento del eje de la articulación tiene un valor de 2 unidades. La constante C_1 equivale al factor de seguridad a utilizar en el diseño.

Es importante recordar que la tensión admisible depende del material de cada pieza que sea objeto de estudio, no tiene por qué ser el mismo para todos los análisis de fallo.

1.3.3. Fallo por destripamiento

El criterio de fallo por destripamiento o desgarramiento únicamente se encuentra presente en la pieza con agujero. En este caso únicamente está presente en el perfil de la tijera, en el soporte de la base o plataforma y en las ruedas de las tijeras.

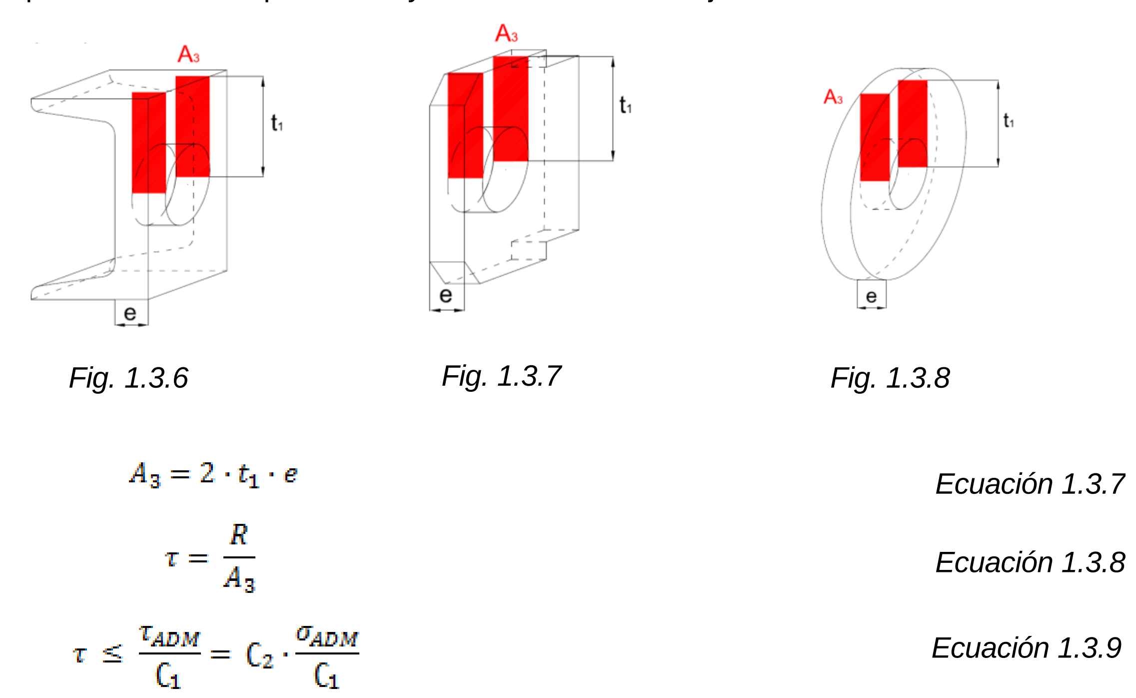


Fig. 1.3.6 *Fig. 1.3.7* *Fig. 1.3.8*

$$A_3 = 2 \cdot t_1 \cdot e$$ *Ecuación 1.3.7*

$$\tau = \frac{R}{A_3}$$ *Ecuación 1.3.8*

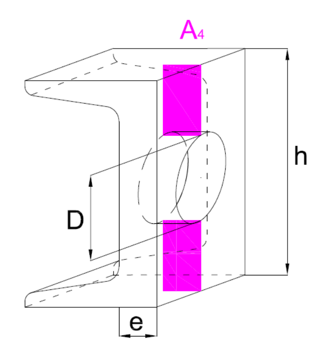
$$\tau \leq \frac{\tau_{ADM}}{C_1} = C_2 \cdot \frac{\sigma_{ADM}}{C_1}$$ *Ecuación 1.3.9*

Para el cálculo del desgarramiento del perfil UPN o el soporte de la base o plataforma se utiliza el mismo coeficiente de seguridad C_1 que en el resto de estudios y como constante C_2 se utiliza un valor de 0,65. En este estudio el factor corrector (C_2) es independiente del tipo de eje, es el mismo sea un eje ordinario, calibrado o de alta resistencia.

1.3.4. Fallo por tracción

Los esfuerzos de tracción se generan en las piezas que soportan las reacciones transmitidas por los ejes, es decir, las piezas a las que se les ha practicado un agujero pasante para el eje. El estudio de tracción se debe realizar en la zona con debilitamiento de los perfiles de las tijeras y en los soportes de la base o plataforma.





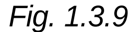


Fig. 1.3.9

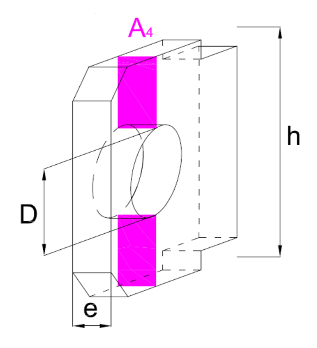


Fig. 1.3.10

$$A_4 = (h - D) \cdot e$$ *Ecuación 1.3.10*

$$\sigma = \frac{R}{A_4}$$ *Ecuación 1.3.11*

$$\sigma \leq \frac{\sigma_{ADM}}{C_1}$$ *Ecuación 1.3.12*

En este caso no se necesita ningún factor corrector, únicamente se usa el mismo factor de seguridad utilizado en todos los casos anteriores.

1.3.5. Fallo por flexión

La flexión del eje también es un aspecto importante a tener en cuenta. Hay que estudiar la flexión a la que están sometidos todos los ejes de las articulaciones. Al parecer más crítica, se empieza por la articulación entre tijeras y posteriormente se realiza el análisis del resto de articulaciones.

Como dice la norma UNE-EN 1570-1 en el apartado 5.2.3, el espacio mínimo entre ambas tijeras para evitar el cizallado de dedos es de 30 mm. La figura 1.3.11 representa el diagrama de sólido rígido del eje entre ambas tijeras. Cabe destacar que no es el diagrama real, se trata de una simplificación para aclarar que la tijera transmite una fuerza y un momento en una dirección perpendicular al eje longitudinal. En el diagrama real se debe sustituir la fuerza puntual por una fuerza distribuida y los momentos que se transmiten es difícil de representarlos.



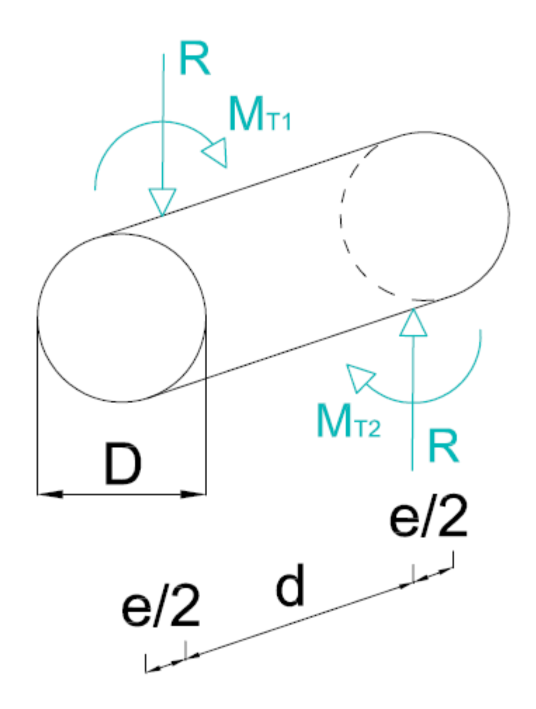
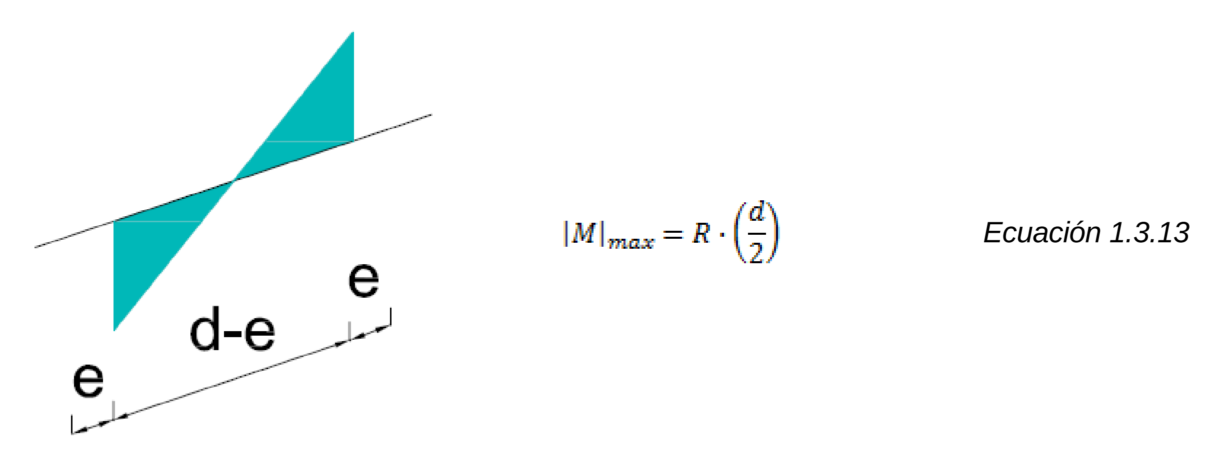


Fig. 1.3.11. Diagrama de sólido rígido eje entre tijeras

Aunque el diagrama de sólido rígido no sea el correcto sí que es conocida la representación de los momentos en el diagrama de esfuerzos (Fig. 1.3.12). De esta forma se puede conocer el punto crítico y la expresión del valor máximo del momento flector (Ecuación 1.3.13).



$$|M|_{max} = R \cdot \left(\frac{d}{2}\right)$$ *Ecuación 1.3.13*

Fig. 1.3.12. Diagrama de esfuerzos flector



El diagrama se sólido rígido de los ejes de las articulaciones entre las tijeras y la base o la plataforma tienen la misma problemática que el eje de las articulaciones entre tijeras. Se trata de una simplificación ya que en la realidad no existen las fuerzas puntuales.

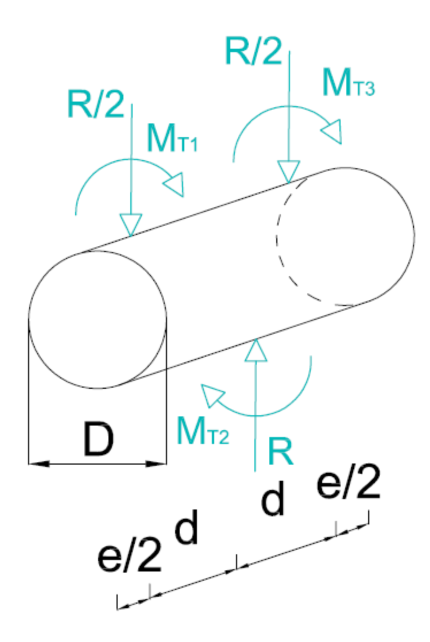
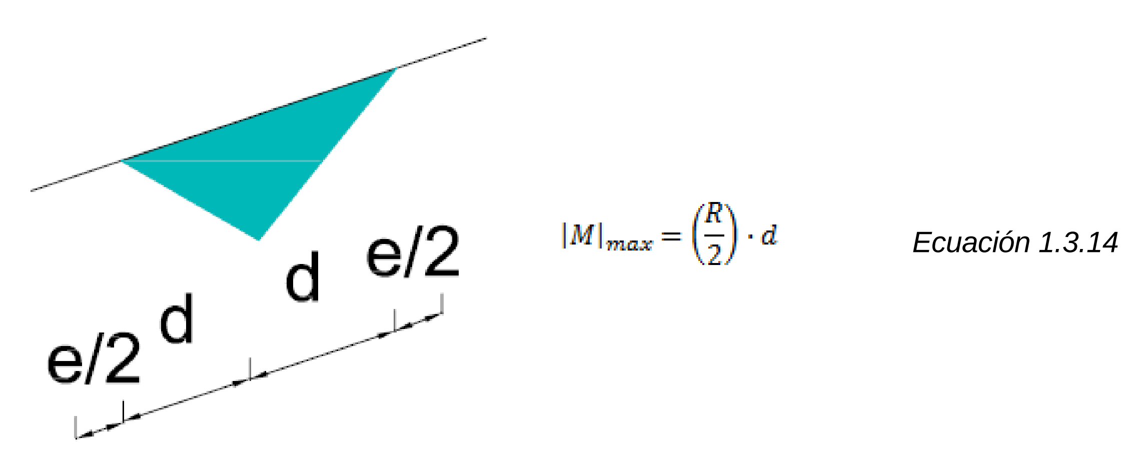


Fig. 1.3.13. Diagrama de sólido rígido eje tijera-base o tijera-plataforma

A causa de la elevada complejidad de la obtención del diagrama de esfuerzos del eje se realiza una simplificación. Se supone que todos los contactos del eje son puntuales, como se ha representado en el diagrama de sólido rígido, sólo hay transmisión de fuerzas, y los momentos no se generan. De esta forma se consigue un diagrama de esfuerzos muy simple (Fig. 1.3.14) y la expresión para obtener el momento máximo también es sencilla. (Ecuación 1.3.14).



$$|M|_{max} = \left(\frac{R}{2}\right) \cdot d$$ *Ecuación 1.3.14*

Fig. 1.3.14. Diagrama de esfuerzos flectores



2. Método de los elementos finitos

Con la aplicación del Método de los elementos finitos en piezas de cierta complejidad se obtienen las tensiones que soportan dichas piezas o las deformaciones que se producen en cada uno de los puntos. En este documento para la aplicación del método se recurre al uso del programa de simulaciones ANSYS.

2.1. Análisis de las tijeras

2.1.1. Diseño del modelo y mallado

Para hacer cada uno de los dos modelos mencionados en la memoria se recurre a la importación de ambas piezas desde el Inventor Profesional, utilizando el módulo de ANSYS Workbench para realizar el análisis.

Conocer el comportamiento exacto de una pieza es muy complicado y costoso, no vale la pena invertir un número desorbitado de horas en realizar el diseño. Además, es muy complicado el conocer todas las fuerzas que se producen entre sólidos. Para reducir el trabajo se simplifica realizando la simulación con un sólo sólido, de esta forma no se debe definir todas las relaciones entre sólidos.

El generar el modelo como una sola pieza tiene el inconveniente de las uniones soldadas y de las articulaciones. Las uniones soldadas no se comportan igual que si fuera un sólido continuo y en las articulaciones se impone la transferencia del momento en la dirección longitudinal del eje, cosa que en la realidad es libre.

A la hora de la comprensión de los resultados se deberá ir con mucho cuidado, hay que saber en qué zonas las simplificaciones realizadas muestran una solución incoherente y cuáles son las zonas de las piezas en las que los resultados se aproximaran a la realidad.

El procedimiento seguido en los dos casos de análisis de las tijeras empieza por la creación del modelo mediante el software Inventor Profesional, de esta forma se genera un modelo en formato igs. Mediante el ANSYS Workbench se importa el modelo generando un mallado automático, al ser una pieza compleja se realiza con elementos 3D tetraédricos. Se debe ir con mucho cuidado y no confundirlo con un mallado de superficie con elementos triangulares.

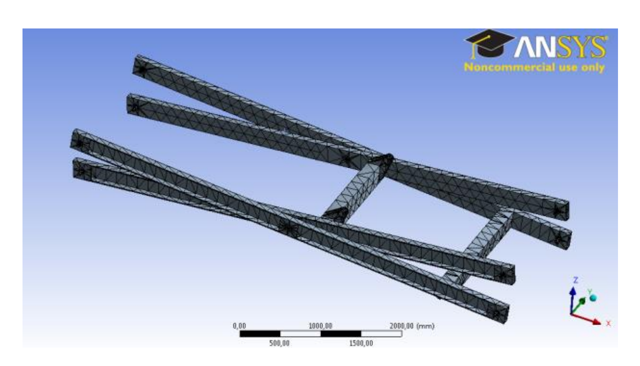


Fig. 2.1.1. Modelo y mallado de las tijeras plegadas

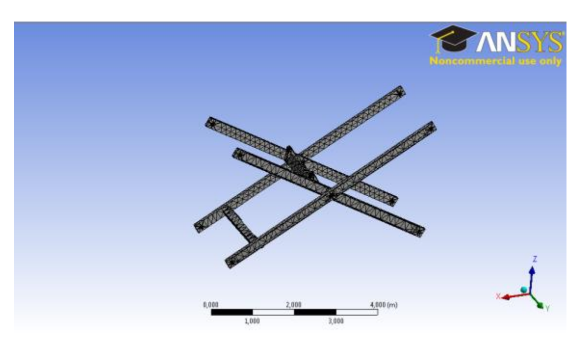


Fig. 2.1.2. Modelo y mallado de las tijeras elevadas

2.1.2. Definición de las condiciones de contorno

Una vez se tiene el modelo y la malla se debe imponer las condiciones de contorno. Para las simulaciones realizadas en este trabajo se recurre a la fijación de superficies y a la aplicación de fuerzas sobre una superficie. Se evitan las condiciones de contorno puntuales (Fuerza o desplazamiento), estas condiciones siempre dan resultados irreales en zonas cercanas al punto de aplicación.

Las tijeras reciben reacciones de diferentes elementos eliminando cualquier grado de libertad que pueda existir. Para ello se imponen desplazamientos nulos de las articulaciones inferiores (Fig. 2.1.3), las fuerzas aplicadas por los cilindros (Fig. 2.1.5 y 2.1.6) y las reacciones procedentes de la plataforma (Fig. 2.1.4).

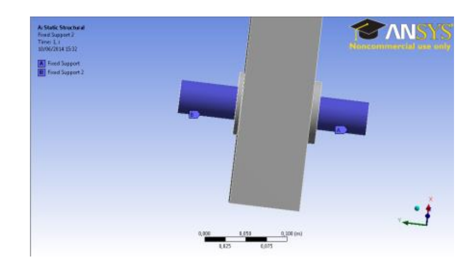


Fig. 2.1.3. Reacciones base-tijeras

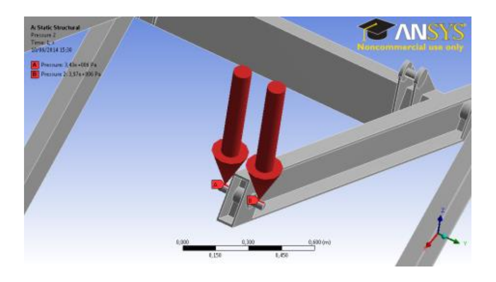


Fig. 2.1.4. Reacciones plataforma-tijeras

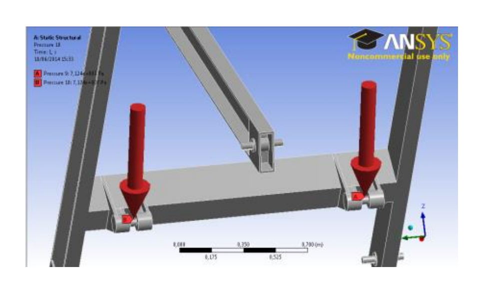


Fig. 2.1.5. Reacciones inferiores cilindros

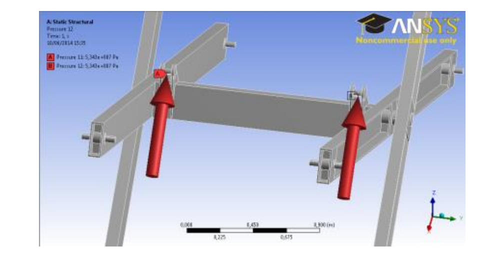


Fig. 2.1.6.Reacciones superiores cilindros



Las áreas rectangulares creadas en los diferentes ejes de las articulaciones tienen por misión simular la superficie de contacto entre el eje y el agujero de las fijaciones. En la realidad no existen los contactos puntuales o lineales, dos piezas siempre experimentan un contacto superficial.

2.1.3. Obtención de resultados

Una vez impuestas las condiciones de contorno hay que decidir qué resultados se desea obtener. Como aparece justificado en el apartado 1.1.3 se buscan las tensiones de VON MISES (Fig. 2.1.7 y Fig. 2.1.9). Interesa conocer la flexión máxima y la flexión de las articulaciones superiores de las tijeras (Fig. 2.1.8 y 2.1.10).

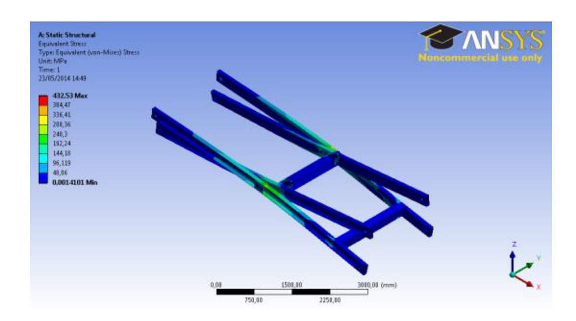


Fig. 2.1.7. Tensiones tijeras plegadas

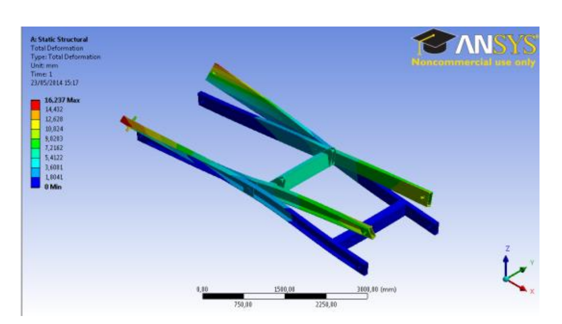


Fig. 2.1.8. Desplazamiento tijeras plegadas

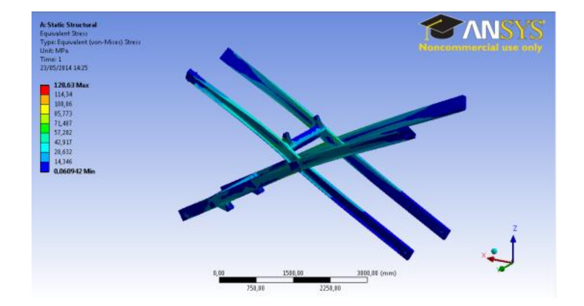


Fig. 2.1.9. Tensiones tijeras elevadas

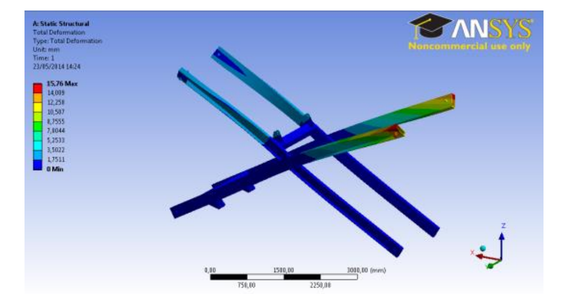


Fig. 2.1.10. Desplazamiento tijeras elevadas

Al observar los desplazamientos de ambas situaciones (Fig. 2.1.8 y 2.1.10) se comprueba como la tijera tiende a abrirse al estar trabajando. Al no ser bueno para la tijera dicho comportamiento se evita este efecto añadiendo unos perfiles en forma de cruz que dificultan la deformación.

Como ya se ha ido remarcando, hay que saber interpretar los resultados obtenidos. Al analizar los resultados obtenidos se observa como las tensiones que soportan las tijeras son muy inferiores a la tensión máxima obtenida.



En el caso de las tijeras, elevada la tensión máxima se genera en el punto de aplicación de la fuerza de los cilindros, en esa zona el comportamiento no se puede aproximar al real (Fig. 2.1.11). Además, no interesa el comportamiento de los pasadores sino que interesan los perfiles de las tijeras (Fig. 2.1.12).

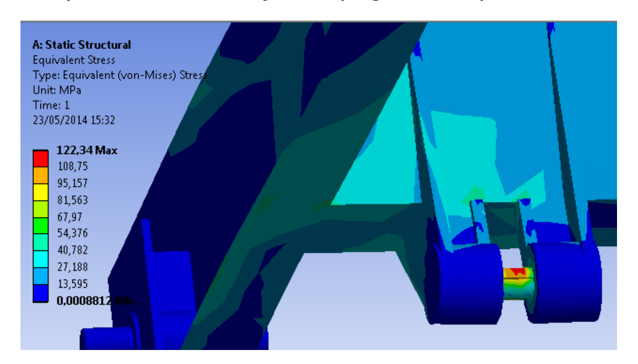


Fig. 2.1.11. Tensiones en el pasador del cilindro

Fig. 2.1.12. Tensiones máximas del perfil de la tijera

Cuando las tijeras se encuentran plegadas aparece una situación similar. En este caso, en vez de producirse la tensión máxima en el pasador del cilindro se produce en el eje de la articulación entre tijeras (Fig. 2.1.13). La tensión máxima que deben soportar las tijeras es considerablemente inferior a la tensión máxima obtenida (Fig. 2.1.14).

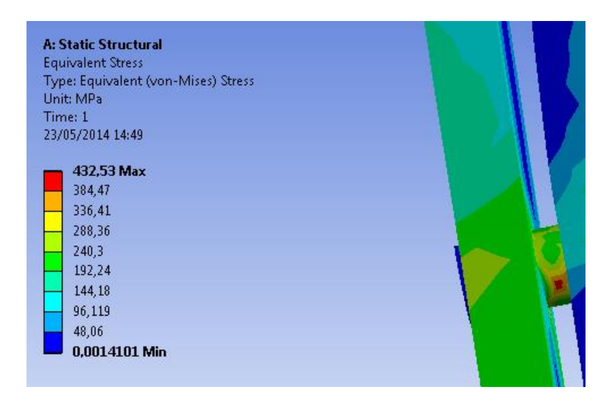


Fig. 2.1.13. Tensión articulación

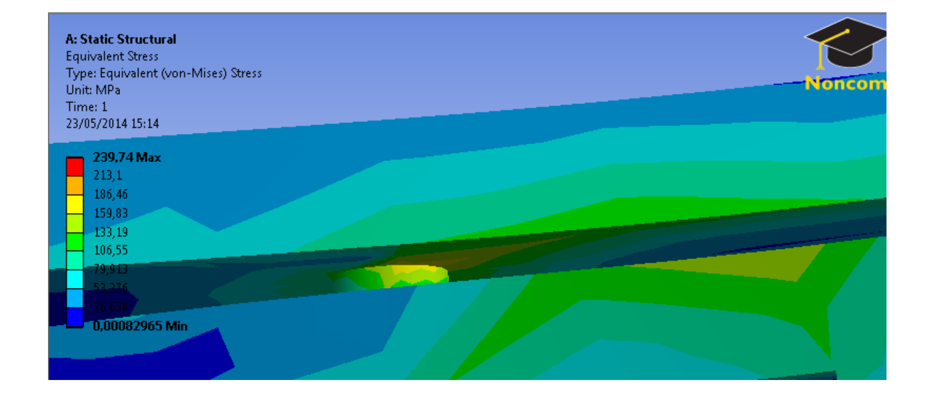


Fig. 2.1.14. Tensión máxima soportada por las tijeras



2.2. Análisis de las fijaciones inferiores del cilindro

2.2.1. Diseño del modelo y mallado

Al igual que en el caso de las tijeras, para el diseño del soporte superior se genera el modelo con el software Inventor Profesional en formato igs. Posteriormente se importa al módulo de ANSYS Workbench y se crea el mallado con elementos 3D tetraédricos (Fig. 2.2.1). A la hora del mallado cabe recordar que no hay que generar un mallado de cada superficie con elementos triangulares, se debe generar un mallado del sólido.

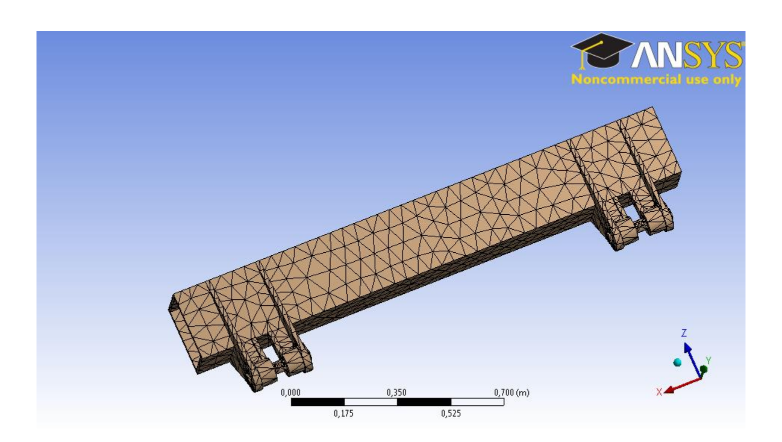


Fig. 2.2.1. Modelo y mallado de las fijaciones inferiores

Para la creación del modelo es suficiente con realizar un modelo de las fijaciones de los cilindros y el perfil transversal sobre el que se encuentran soldados. Basta con el perfil transversal porque el comportamiento de ambos perfiles longitudinales de las tijeras es simétrico, es decir, los desplazamientos de ambos extremos del perfil serán idénticos y los esfuerzos transmitidos también.

Se puede entender la razón del diseño de las fijaciones con el pasador solidario en el apartado 2.3.3 de este mismo anexo B.

2.2.2. Definición de las condiciones de contorno

Para la simulación de las fijaciones inferiores es suficiente con imponer la fuerza de los cilindros y los esfuerzos transmitidos por los perfiles longitudinales de las tijeras, pero al mismo tiempo se debe restringir todos los grados de libertad de la tijera.

Para restringir todos los grados de libertad de la pieza se impone que los extremos del perfil estén sujetos (Fig. 2.2.2). También se debe imponer las fuerzas de los cilindros sobre las fijaciones, esto se realiza de la misma forma que en el estudio de las tijeras (Fig. 3.2.3).



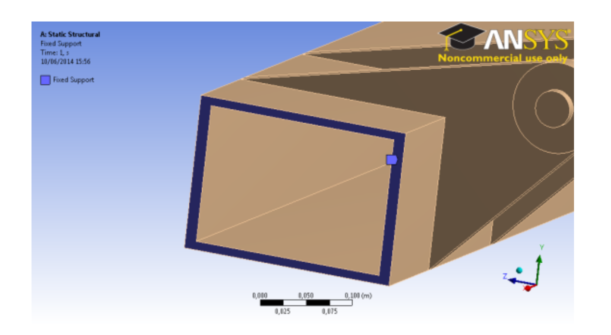



Fig. 2.2.2. Fijación del perfil transversal

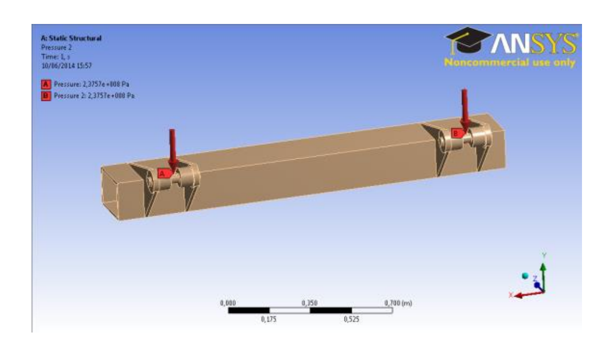


Fig. 2.2.3. Aplicación de la fuerza cilindros

2.2.3. Obtención de resultados

Así como se ha mencionado en el apartado 1.1.3 los resultados deseados del análisis son las tensiones de VON MISES (Fig. 2.2.4), por ser un material dúctil, y la flexión máxima de la pieza (2.2.5).

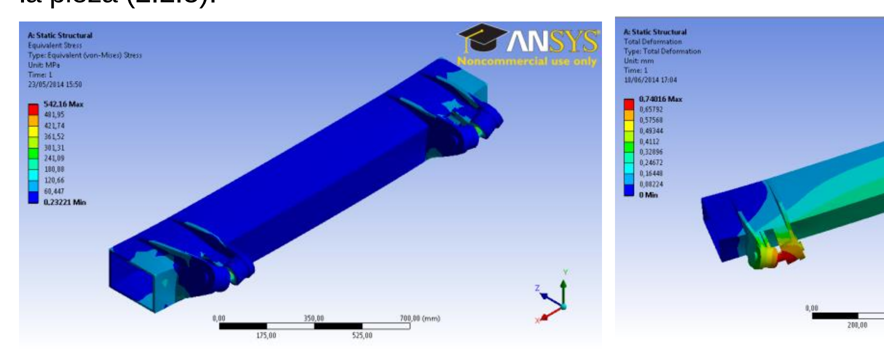


Fig. 2.2.4. Tensiones soportadas

Fig. 2.2.5. Desplazamientos

Al igual que en la tijera, la tensión máxima obtenida se produce en los pasadores de los cilindros, pieza que no es objeto de estudio de este análisis. La tensión máxima que soportan las fijaciones de los cilindros es muy inferior a la tensión máxima obtenida (Fig. 2.2.6).

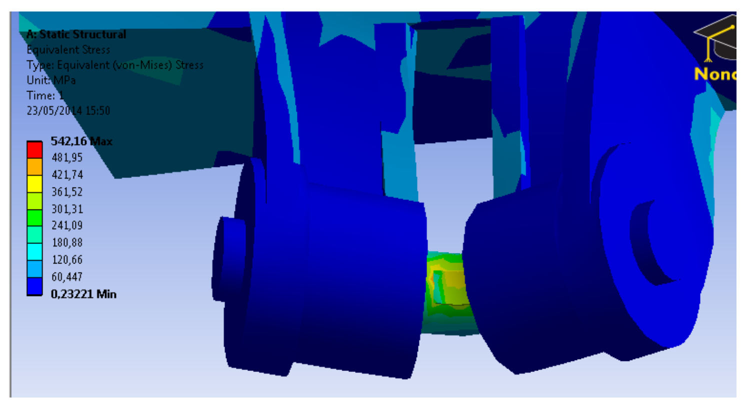


Fig. 2.2.6. Tensión máxima



2.3. Análisis de las fijaciones superiores del cilindro

2.3.1. Definición del modelo y mallado

Como en todos los casos mencionados anteriormente, se trata de una pieza con una complejidad geométrica elevada. Por dicha razón se realiza el modelo igs mediante el software de diseño Inventor Profesional. Una vez se tiene el modelo se importa al módulo de ANSYS Workbench y se crea el mallado con elementos 3D tetraédricos (Fig. 2.3.1).

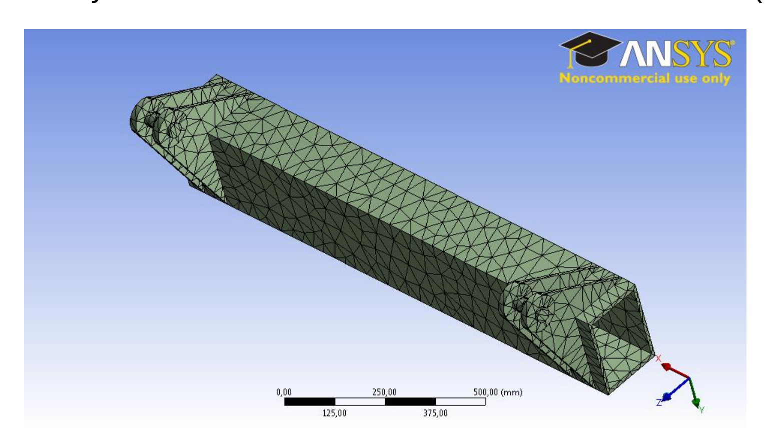


Fig. 2.3.1. Modelo y mallado soportes superiores

El comportamiento de esta parte de la máquina es muy similar a la explicada en el apartado 2.2.1, por ello, únicamente se necesita del diseño de las fijaciones de los cilindros y del perfil transversal.

2.3.2. Definición de las condiciones de contorno

A la hora de definir las condiciones de contorno siempre se debe empezar por restringir todos los grados de libertad para obtener unos resultados coherentes. Las condiciones de contorno de esta pieza son idénticos a los del apartado 2.2.1, únicamente cambia la dirección de aplicación de la fuerza del cilindro.

Para restringir todos los grados de libertad se imponer desplazamiento nulo de los extremos del perfil (Fig. 2.3.2) y la fuerza de los cilindros sobre las fijaciones (Fig. 2.3.3)

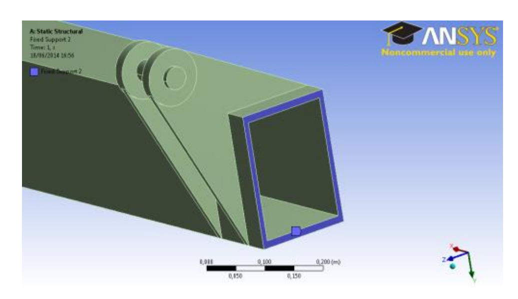


Fig. 2.3.2. Fijación perfil transversal

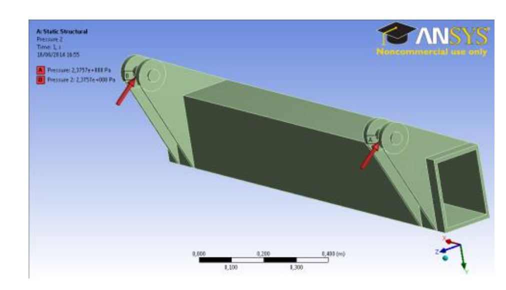


Fig. 2.3.3. Fuerzas cilindros



2.3.3. Obtención de resultados

Los resultados deseados de este análisis son los mismos que en el resto de estudios, la tensión de VON MISES (Fig. 2.3.4), por ser material dúctil, y la flexión de la pieza (Fig. 2.3.5).

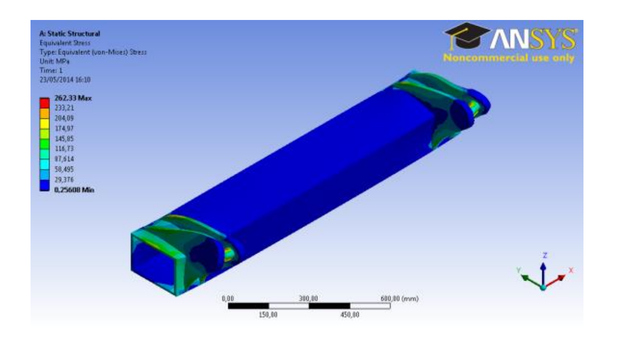


Fig. 2.3.4. Tensiones fijaciones

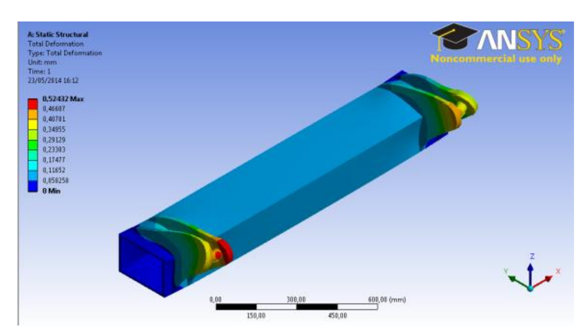


Fig. 2.3.5. Deformaciones tijeras

A la hora de visualizar la flexión de la pieza no interesa únicamente el valor de la flexión máxima, también interesa saber cómo deforma cada zona de la pieza. Conocer la deformación en cada zona de la pieza, especialmente la dirección, puede ayudar a saber si las tensiones generadas son coherentes con la realidad. Muchas veces las condiciones definidas no son las correctas porque generar unas deformaciones que en la realidad no existen, es el caso que aparece en la figura 2.3.6.

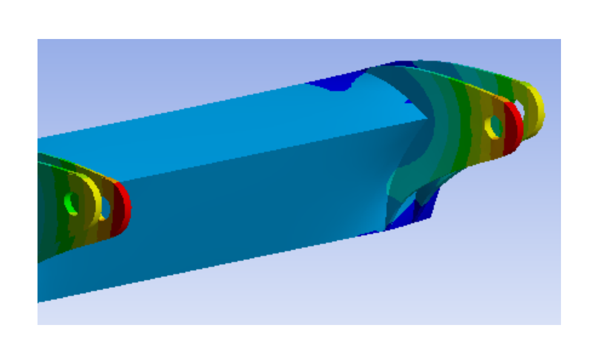


Fig. 2.3.6. Deformación incorrecta

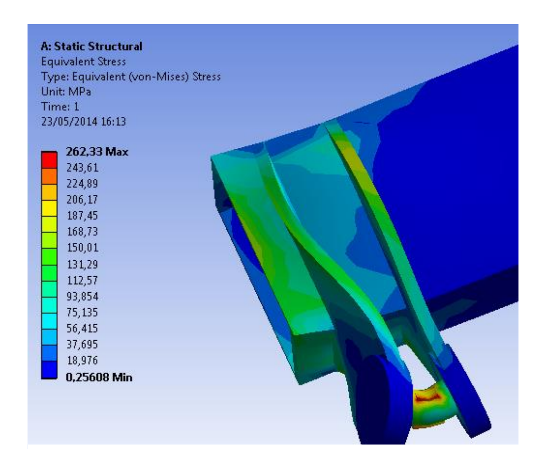


Fig. 2.3.7. Tensión máxima

Las deformaciones de las fijaciones observadas en la figura 2.3.6 no son reales, en articulaciones cilíndricas es imposible que se genere. Este problema se genera por el tipo de condición de contorno definida, se reparte la mitad de la fuerza del cilindro en cada lado de la fijación. Este resultado es el que justifica la opción utilizada en este estudio, el de considerar solidario el pasador del cilindro y las fijaciones. De esta forma se obtienen unos resultados incoherentes en el eje, que deberán despreciarse, pero el comportamiento de las fijaciones es más parecido al real.



2.4. Análisis de la plataforma

2.4.1. Diseño del modelo y mallado

El suelo de la plataforma está formado por un elevado número de piezas con geometrías simples, no se trata de un número pequeño de piezas con geometrías de elevada complejidad. Por ello, el estudio de esta parte de la estructura es completamente diferente al del resto de piezas.

Se trata de la única parte de la máquina en la que el modelo y el mallado se realizan directamente con el ANSYS y es el único modelo generado con más de una pieza. Para la creación de las piezas de utilizan elementos predefinidos del ANSYS: el elemento barra (Beam 188 con interpolación lineal) y el elemento plancha (Shell 181). Par definir las diferentes uniones por soldadura existentes se recurre a la definición de couplings entre nodos.

El proceso de generación del modelo empieza con la definición de los puntos que se sitúan en los extremos de los perfiles y su unión por medio de líneas. Una vez definida la geometría se debe recurrir a la definición del tipo de elemento, sección y orientación de cada perfil hasta obtener el cuerpo de la estructura final (Fig. 2.4.1). Para acabar la estructura se debe generar el área que equivale a la plancha del suelo y definir su grosor (Fig 2.4.2). Para acabar el modelo y mallado se deben definir las couplings entre todos los elementos, se restringen todas las rotaciones y desplazamientos relativos entre piezas.

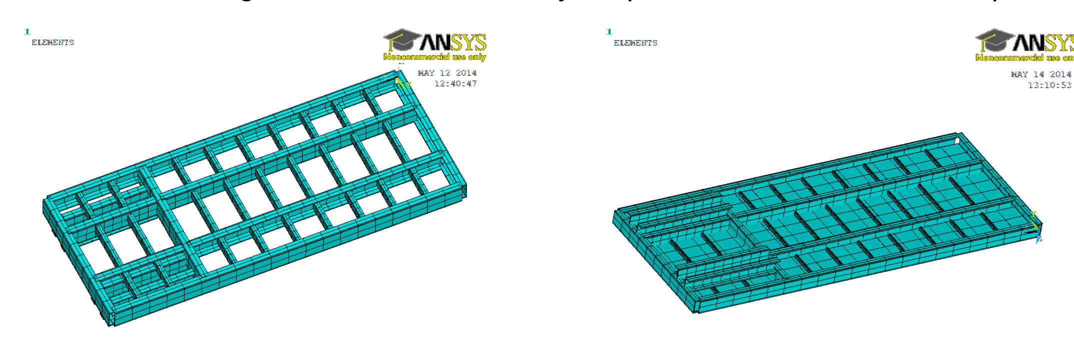


Fig. 2.4.1. Estructura perfiles *Fig. 2.4.2. Plataforma completa*

Las couplings entre perfiles no generan ningún problema ya que en la realidad se trata de soldadura continua. El problema aparece con la unión entre los perfiles de la estructura y la plancha, en la realidad la soldadura entre dichas partes no es de cordón continuo. Para el análisis se definen couplings entre nodos cada cierta distancia, aunque esta solución no es factible siempre ya que los perfiles impiden la deformación de la plancha en un sentido por colisión. En este caso, se comprueba que las deformaciones en esa dirección no son problemáticas por ser de valores muy pequeños.



2.4.2. Definición de las condiciones de contorno

Las condiciones de contorno que se beben definir vienen de las reacciones exteriores con la carga, vehículo, y de las reacciones con las tijeras. Lo primero es definir unas condiciones de contorno que eliminen todos los grados de libertad de la estructura, para ello se restringe el desplazamiento en la dirección vertical de los cuatro nodos que se encuentran en las posiciones de las articulaciones con las tijeras.

Una vez definidas las reacciones de las tijeras únicamente queda definir la carga que debe soportar, para ello se definen las presiones que generan la huella de cuatro neumáticos. Se define cuatro presiones superficiales iguales y que cada una de ellas equivale a la presión de la huella de un neumático, cada presión equivale a un cuatro del peso total de la carga (2500 kg).

2.4.3. Obtención de resultados

Aunque todo el proceso de simulación sea diferente al resto de las piezas, los resultados a obtener son los mismos ya que el material es el mismo (Acero). Por ello se debe obtener la tensión de VON MSES y la flexión máxima en cada punto.

Para la plataforma son necesarios tres casos diferentes, el coche sobre la plataforma con las 4 ruedas (Fig. 2.4.3 y 2.4.4), el coche con únicamente dos ruedas justo en el centro de la plataforma (Fig. 2.4.5 y 2.4.6) y para acabar es necesario el análisis suponiendo una persona sobre el eje de simetría, eje longitudinal (Fig. 2.4.7 y 2.4.8).

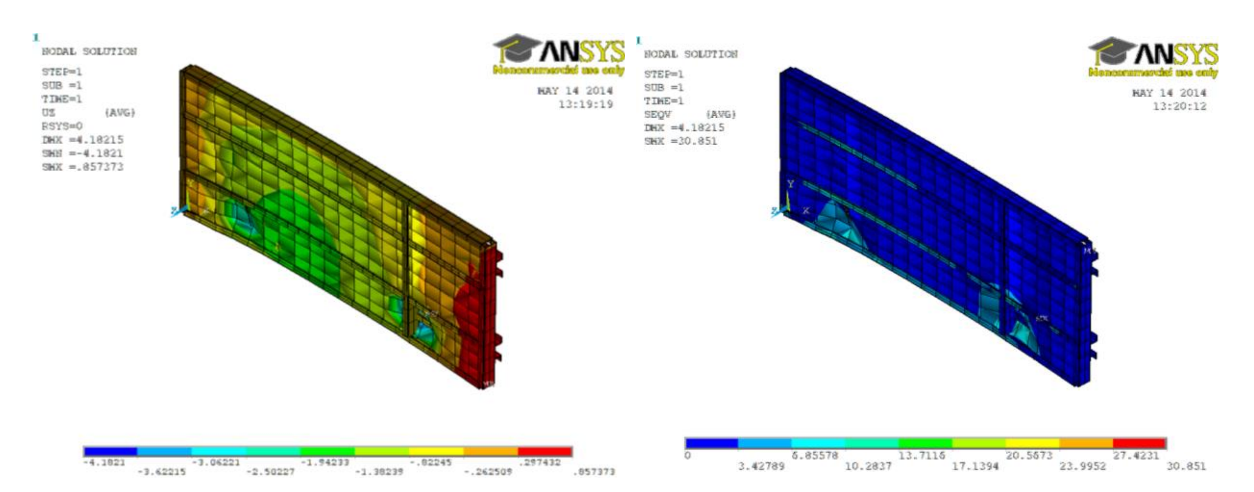


Fig. 2.4.3. Flexión plataforma con las cuatro ruedas del vehículo

Fig. 2.4.4. Tensión de la plataforma con las cuatro ruedas del vehículo



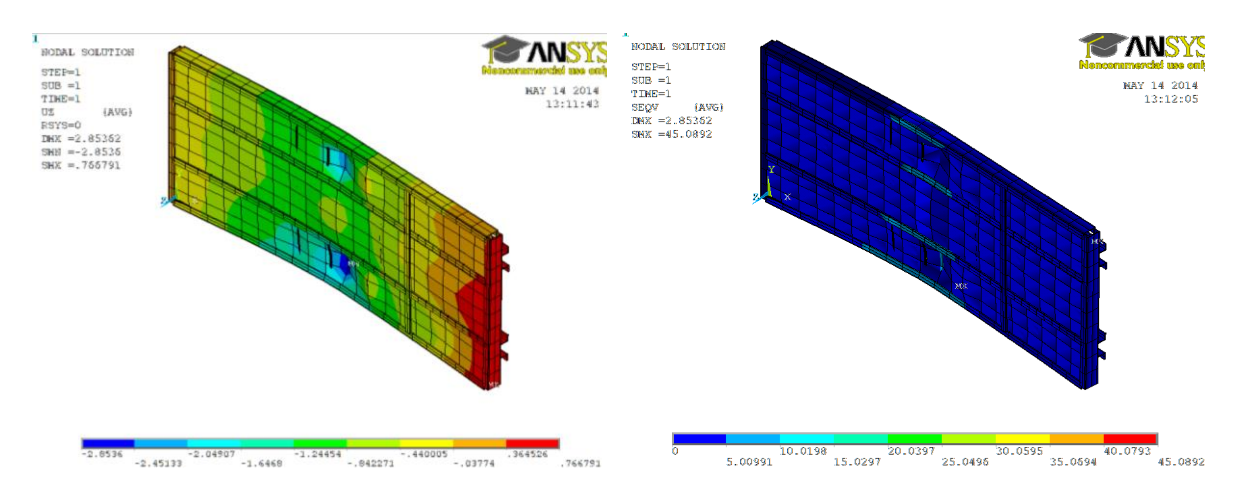


Fig. 2.4.5. Flexión de la plataforma con dos ruedas del vehículo

Fig. 2.4.6. Tensión de la plataforma con dos ruedas del vehículo

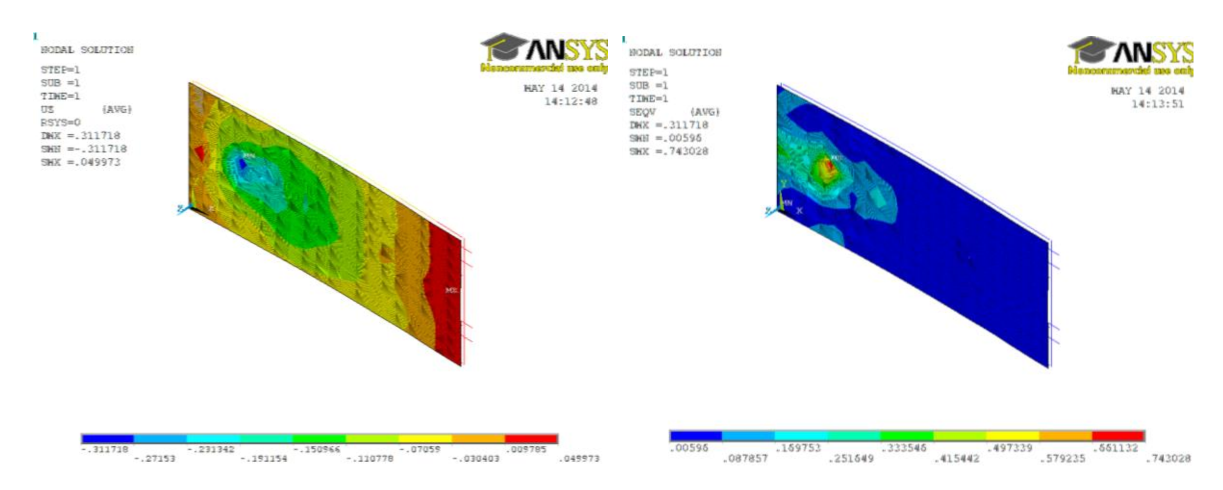


Fig. 2.4.7. Flexión de la plataforma con un usuario

Fig. 2.4.8. Tensión de la plataforma con un usuario

2.5. Análisis de la base

2.5.1. Diseño del modelo y del mallado

Como casi todos los casos estudiados para esta máquina, por su complejidad, se genera el modelo igs con el software Inventor profesional y posteriormente se importa al módulo de ANSYS Workbench y se define el mallado con elementos 3D tetraédricos (Fig. 2.5.1).



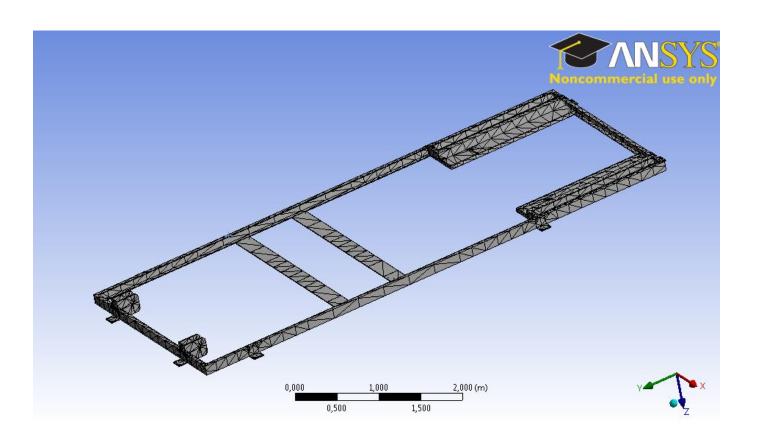


Fig. 2.5.1. Modelo y mallado base

2.5.2. Definición de las condiciones de contorno

Las condiciones de contorno son las reacciones que le provocan el suelo, las articulaciones de una tijera y las ruedas de la otra tijera en la guía. Es importante saber cómo definirlas para restringir todo los grados de libertad.

Al no incluir el alcance de este TFG el dimensionado de los soportes del suelo se tiene total desconocimiento de cómo serán, lo único que se sabe es que se trata de unos perfiles L soldados a la estructura y atornillados al suelo. Para imponer los efectos de dichos tornillos se restringe el desplazamiento de la cara inferior de los perfiles L (Fig. 2.5.2).

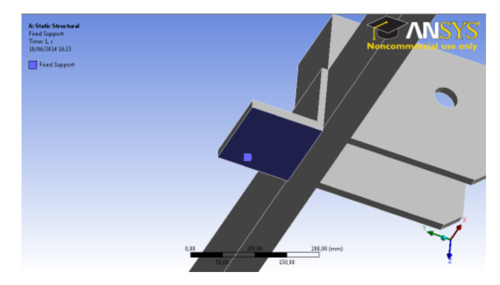


Fig. 2.5.2. Fijación de la base al suelo

Para la definición de las fuerzas que se transmiten en las articulaciones y en los raíles se definen unas presiones equivalentes sobre superficies rectangulares adaptadas a la geometría en cada caso (Fig. 2.5.3 y 2.5.4).

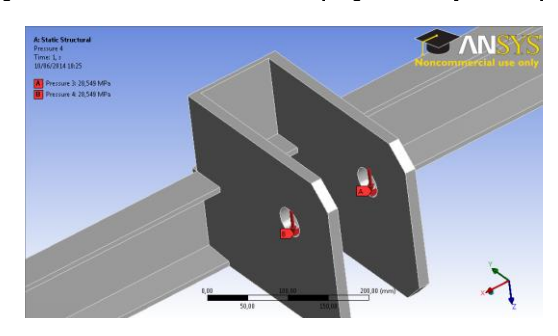


Fig. 2.5.3. Reacciones articulaciones

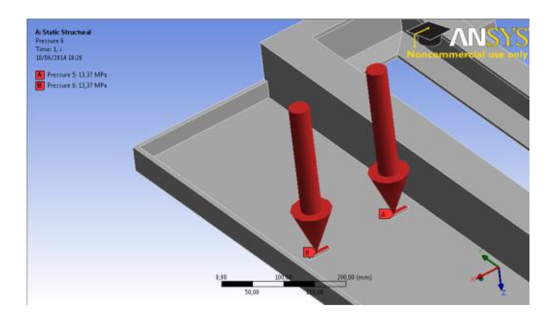


Fig. 2.5.4. Reacciones rail



2.5.3. Obtención de resultados

Los resultados deseados son la tensión de VON MISES (Fig. 2.5.5), el material de la pieza es el acero, y la flexión máxima de las piezas (Fig. 2.5.6).

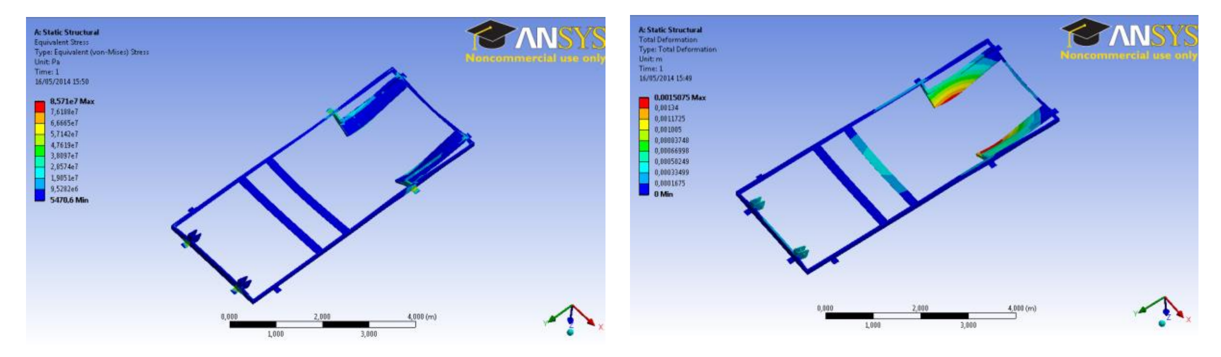


Fig. 2.5.5. Tensiones soportadas por la base *Fig. 2.5.6. Deformaciones de la base*

Antes de empezar a comentar los resultados es bueno verificar si las condiciones de contorno son correctas. Si se analiza la deformación de la articulación (Fig. 2.5.7) se observa que no es muy diferente a la real, se puede aceptar la condición de contorno que en el caso de las fijaciones de los cilindros no podía hacerse. En relación con la tensión, se obtiene una tensión máxima que tampoco es real, pero en este caso la causa que provoca la aparición de dicha tensión es una arista viva que en realidad no existe (Fig. 2.5.8).

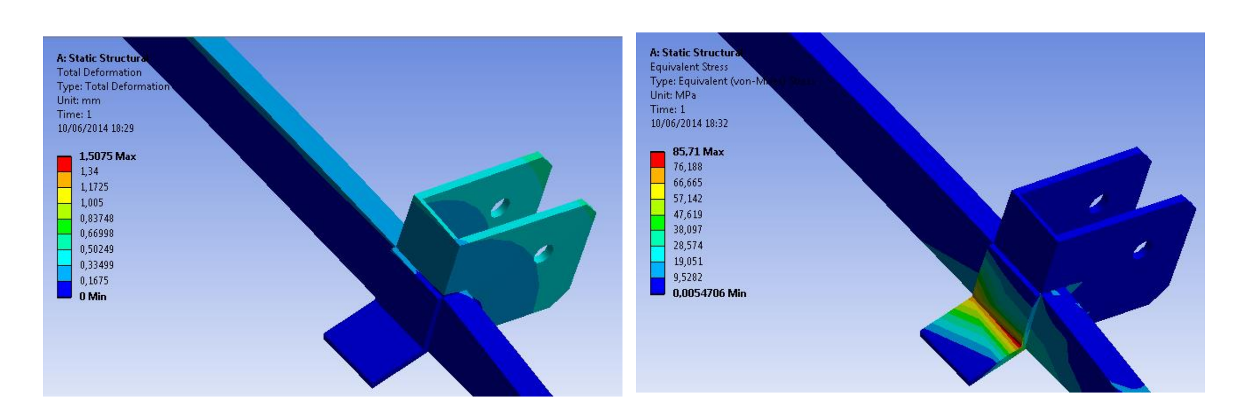


Fig. 2.5.7. Deformación articulación *Fig. 2.5.8. Tensión máxima base*

El comportamiento simulado no tiene por qué ser el real, se trata del caso crítico en el que únicamente apoyan en el suelo las fijaciones. En la realidad es recomendable que no existan piezas voladas, es decir, es conveniente que tanto los perfiles como los raíles apoyen en el suelo. Aunque con los resultados obtenidos se puede observar que la estructura diseñada no tiene ningún problema en trabajar sin apoyar completamente en el suelo.



2.6. Análisis de las barandillas de seguridad contra caídas

2.6.1. Diseño del modelo y del mallado

Para el estudio de las barandillas no hace falta realizar ningún modelo que incluya la plataforma, se puede considerar como válida una simulación en la que únicamente se estudia la barandilla individualmente.

Al ser una estructura conformada con perfiles de geometrías simples la generación del modelo y del mallado se realiza siguiendo el mismo procedimiento que para el suelo de la plataforma. La creación del modelo se genera con el uso del elemento barra (Beam 188 con interpolación lineal) y el elemento plancha (Shell 181).

El primer paso para la creación del modelo es la definición de los puntos, líneas y áreas. Posteriormente se debe definir el tipo de elemento y el mallado, antes de mallar se debe orientar el perfil en la dirección correcta. Para acabar el modelo y el mallado se deben definir las couplings entre nodos, es decir, definir las uniones soldadas de los diferentes elementos que conforman la barandilla (Fig. 2.6.1).

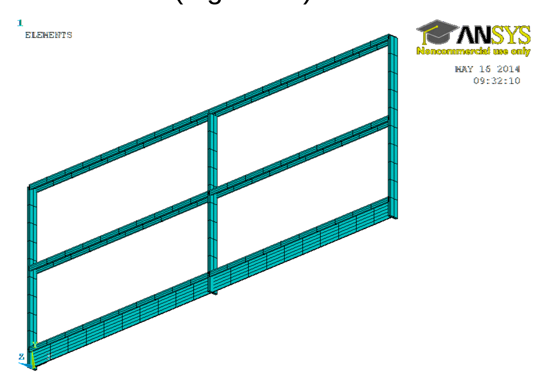


Fig. 2.6.1. Modelo y mallado de la barandilla

2.6.2. Definición de las condiciones de contorno

Una vez obtenido el modelo y el mallado es necesario definir las condiciones de contorno que eliminan los grados de libertad y las fuerzas necesarias para obtener los esfuerzos que soporta cada pieza al estar trabajando.

Para eliminar todos los grados de libertad se impone el desplazamiento y la rotación nula, en todas las direcciones, de los extremos que deben ir atornillados al suelo. La reacción a aplicar viene determinada en el apartado 5.2.10.12 de la norma UNE-EN 1570-1. La norma únicamente permite una flexión de 30 mm cuando soporte una carga horizontal de 300 N/m en cualquier posición. Por este motivo, se impone una presión de 300 N/m en el perfil más alejado de los soportes atornillados (Fig. 2.6.2).



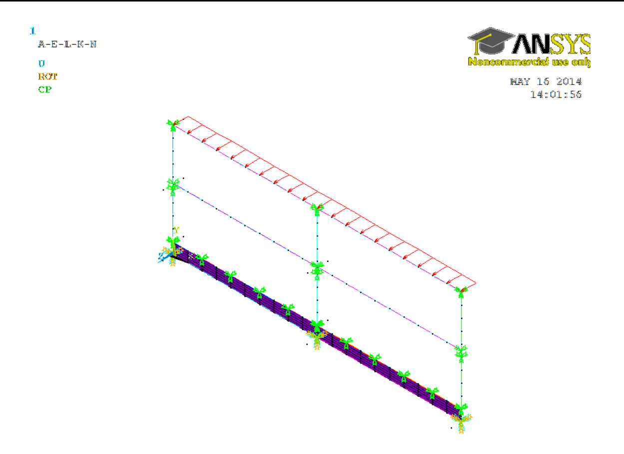


Fig. 2.6.2. Condiciones de contorno barandilla

2.6.3. Obtención de resultados

Los resultados que interesan son los mismos que en cualquier análisis de este trabajo. Interesa el valor de las tensiones de VON MISES al no querer que un material dúctil, acero, llegue al límite elástico (Fig. 2.6.3). También interesa conocer la flexión de la barandilla para verificar que se cumple la norma (Fig. 2.6.4).

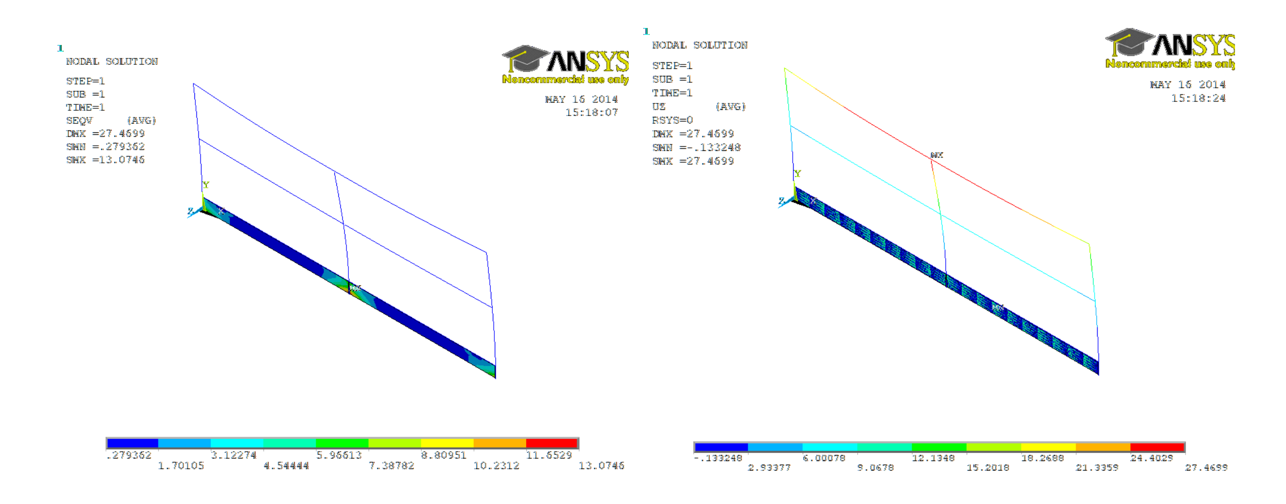


Fig. 2.6.3. Tensión barandilla

Fig. 2.6.4. Deformación barandilla



2.7. Elemento Anti-cizalladura

2.7.1. Diseño del modelo y del mallado

Al tratarse de un marco que está suspendido no es necesario el diseño real, únicamente es suficiente con la generación de un elemento barra que tenga una longitud similar al largo de la plataforma, es decir, que tenga una longitud de 6500 mm. La generación del modelo y del mallado se realiza de manera similar a los perfiles usados en la barandilla o en suelo de la plataforma, la única diferencia es el tipo de perfil, en este caso se utiliza un perfil L (Fig. 2.7.1).

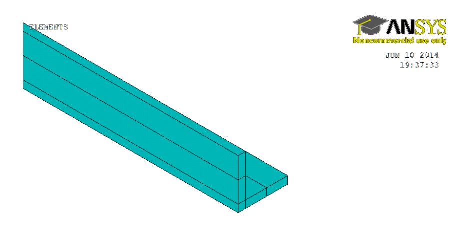


Fig. 2.7.1. Modelo y mallado perfil L

2.7.2. Definición de las condiciones de contorno

Las condicione de contorno para este análisis son muy simples, se deben eliminar todos los grados de libertad y se debe aplicar una presión uniforme equivalente al propio peso de la barra de sección L.

Para restringir todos los grados de libertad se impone un desplazamiento nulo sobre el eje X, Y y Z del nodo de uno de los dos extremos y en el otro se impone un desplazamiento nulo en el eje Y y Z. Para acabar se debe restringir la rotación sobre el eje X de cualquier nodo de la barra.

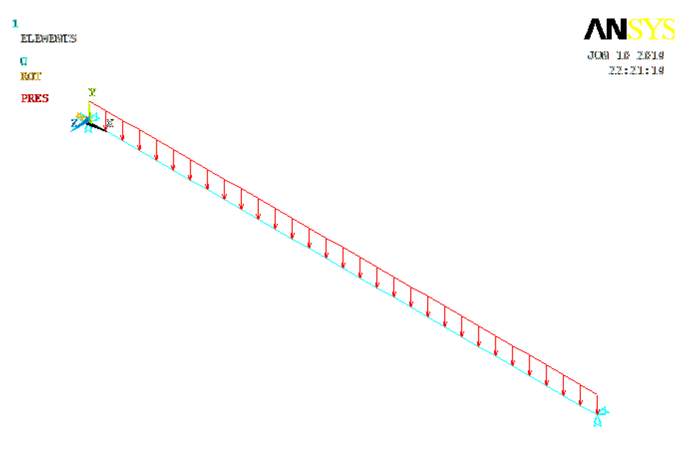


Fig. 2.7.2. Condiciones de contorno perfil L

2.7.3. Obtención de resultados

En este caso el perfil no realiza ningún esfuerzo, no pertenece a la estructura de la mesa elevadora. Lo único que preocupa de este perfil es que flecte demasiado por su propio peso, por este motivo lo único que interesa es saber la flexión producida por el perfil (Fig. 2.7.3).

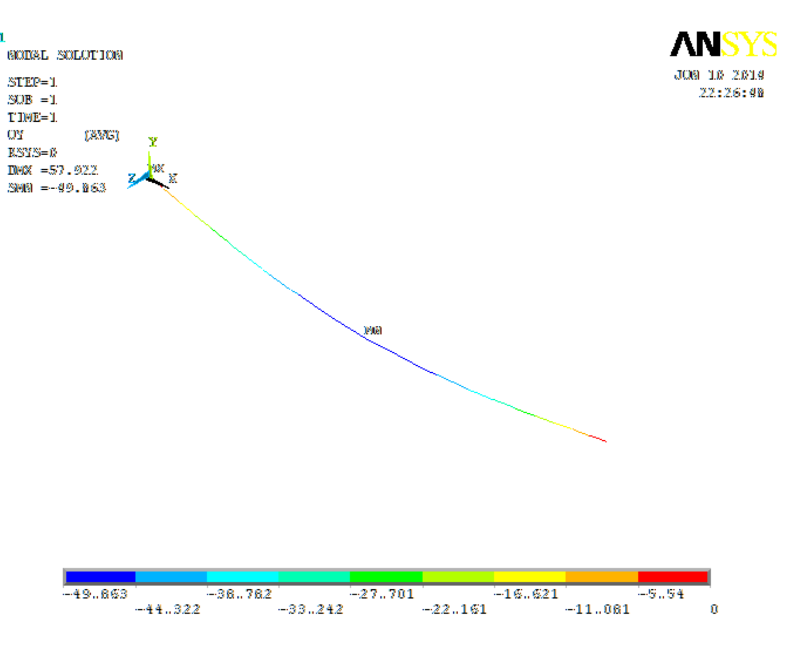


Fig. 2.7.3. Flexión perfil tipo L







MANUAL DE INSTRUCCIONES



ACCIONADORES ELECTROMECANICOS PARA PUERTAS BASCULANTES



INTRODUCCION

Estos productos han sido diseñados para la automatización de puertas de garaje tipo ple-leva y basculantes de 1 hoja.

Las instrucciones han sido validadas para facilitar la instalación de los modelos indicados en el cuadro inferior.

CARACTERÍSTICAS TECNICAS

- **Motor monofasico con condensador permanente.**
- **Alimentación: 230 V-50Hz.**
- **Velocidad de salida: 1,30 r.p.m.**
- **Factor protección: IPX4.**

Modelo	Seguridad	Bloqueo	Uso	Potencia (W)	Par	Cuadro
T2000C	Generador	No	< 50 vehículos	220	220	A EXC / A EXCs
T2000CF		Si	< 50 vehículos	220	220	A EP1
T2000FC	Fototransistor	Si	< 50 vehículos	220	220	A EXF / A EXFs
T2010	Encoder	No	< 50 vehículos	220	220	A-EPB
T2010F	Encoder	Si	< 50 vehículos	220	220	A-EPB
T2011	Encoder	No	Intensivo	220	220	A-EPB
T2050	Encoder	No	< 50 vehículos	375	450	A-EPB
T2050F	Encoder	Si	< 50 vehículos	375	450	A-EPB
T2150C		No	< 50 vehículos	375	450	A EP1
T2150CF		Si	< 50 vehículos	375	450	A EP1

RECOMENDACIONES PARA EL INSTALADOR

Es importante para la seguridad de las personas seguir todas las instrucciones. Una instalación incorrecta puede causar daños a las personas y/o bienes. Lea detenidamente las recomendaciones contenidas en este manual, le proporcionaran importantes indicaciones con respecto a la seguridad de la instalación, del uso y del mantenimiento.

Una vez desembalado el producto, compruebe su integridad. En caso de duda no utilice el aparato y póngase en contacto con su proveedor o el servicio técnico más próximo.

Los elementos del embalaje no deben de dejarse al alcance de los niños, ya que constituyen potenciales fuentes de peligro.

También se debe comprobar que la puerta tiene una buena condición mecánica y está correctamente equilibrada. Comprobar el correcto funcionamiento manual de la puerta que se ha de automatizar.

En el caso de existir tensiones, rozamientos o descompensaciones, se deberán corregir antes de proceder a la automatización.

En ningún caso se debe instalar un automatismo en una puerta que no funcione correctamente, dado que se pueden deteriorar tanto la puerta como los componentes instalados e incluso crearse situaciones de peligro.

Este mecanismo debe ser destinado exclusivamente al uso para el cual ha sido expresamente concebido. Cualquier otro uso debe considerarse inadecuado.

La instalación debe realizarla personal cualificado, respetando las indicaciones del fabricante y de acuerdo con la normativa en vigor.

Preste particular atención a las instrucciones de instalación.

Compruebe que la tensión nominal de los elementos a instalar se corresponde con la de la red y que la potencia de ésta, sea la adecuada para la potencia máxima de los equipos.

Controlar que la sección de los cables sea idónea con respecto a la potencia absorbida por los elementos. En caso de duda dirigirse a un profesional.

No instalar nunca ningún aparato sin conectar su correspondiente toma a tierra.

Instalar el elemento accionador para el desbloqueo manual a una altura inferior a 1.8 m.

Instalar el cuadro de control a la vista pero alejado de las partes móviles y a una altura mínima de 1.5 m.

El cable de alimentación debe de quedar convenientemente fijado.

Es necesario el uso adecuado de los pasacables como elemento de protección.

Tras las instalación, asegurarse de que el mecanismo está correctamente ajustado y que retrocede cuando el extremo de la puerta contacta con un objeto de 40 mm de altura situado en el suelo.

Cuando el accionador a instalar debe realizar una fuerza superior a 150 N, este, debe incorporar un sistema inherente de protección antiatrapamiento (encoder, fototransistor, generador,….) la instalación y un dispositivo no inherente de protección antiatrapamiento (fotocelula, banda neumática o eléctrica,…). En caso de que no llegue a 150 N se debe poner un sistema u otro.

Para la instalación es necesario prever un interruptor que asegure el corte omnipolar de la alimentación según las normas de seguridad en vigor.

El uso de cualquier aparato eléctrico implica la observación de reglas fundamentales tales como:

- No tocar el aparato con las manos o los pies mojados o húmedos
- No manipular el aparato con los pies descalzos
- No dejar expuesto el aparato a los agentes atmosféricos al menos que esto este expresamente previsto.
- No permitir que el aparato sea utilizado por niños.

Haga conocer estas advertencias a todos los usuarios de la instalación.

En caso de desperfecto y/o mal funcionamiento del aparato, desconectarlo y abstenerse de manipularlo.

La eventual reparación de los aparatos debe ser efectuada solamente por el fabricante o por un centro de asistencia técnica autorizado, utilizando exclusivamente repuestos originales.

Indicar claramente sobre la puerta que esta es automática y comandada a distancia (si es el caso).

El fabricante no podrá ser considerado responsable de los eventuales daños ocasionados por el incumplimiento de estas recomendaciones.

INSTALACION DEL ACCIONADOR

1.- Colocar el soporte del motor y la guía de accionamiento según las medidas indicadas en los esquemas adjuntos. Asegurarse que los puntos de apoyo para ambas piezas son lo suficientemente rígidos y en caso contrario colocar refuerzos.

2.- Colocar el accionador en el soporte, sujetándolos con los tornillos que se suministran con el equipo.

3.- Equilibrar los contrapesos para que no tenga tendencia a subir ni a bajar.

4.- Conectar el accionador al cuadro de maniobras, según la figura.

5.- Colocar el brazo. Para posicionar la rueda de arrastre, utilizar los pulsadores abrir y cerrar del cuadro de maniobras.

6.- Comprobar el sentido de giro del motor utilizando los pulsadores abrir y cerrar. Si no fuese el correcto intercambiar de posición los cables 2 y 3.

7.- Programación del cuadro según las instrucciones adjuntas en el mismo.

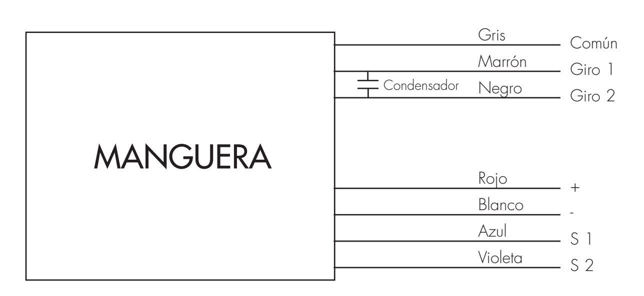
Para el correcto funcionamiento del accionador es imprescindible utilizar manguera apantallada. Utilizar la malla como hilo número 5.

8.- Regulación del final de la carrera(módelos con final de carrera mecánico).

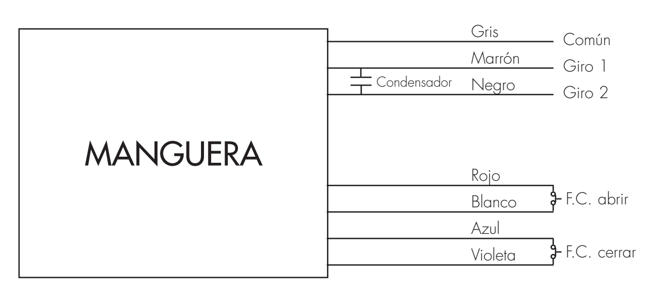
9.- Conectar los distintos accesorios (fotocélula, luz de garaje, etc)

10.- En los motores que no llevan incorporado el sistema de bloqueo es necesaria la instalación de una electrocerradura para bloquear la puerta en su posición de cierre.

MOTOR CON ENCODER



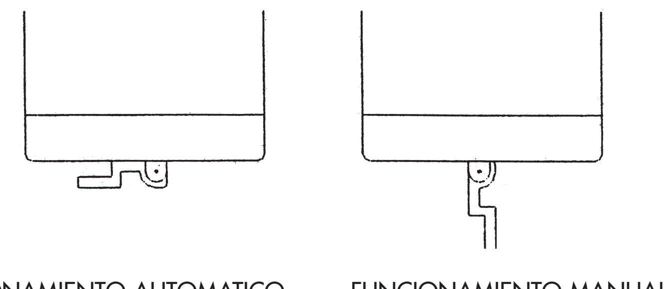
MOTOR CON FINALES DE CARRERA



FUNCIONAMIENTO MANUAL

El aparato dispone de un sistema de desbloqueo del motor que permite mover la puerta de forma manual.

Este se consigue mediante la manipulación de la palanca situada en uno de los extremos del accionador.



FUNCIONAMIENTO AUTOMATICO FUNCIONAMIENTO MANUAL

ELEMENTOS DE SEGURIDAD

Recomendamos la instalación de elementos adicionales de seguridad (fotocélulas, bandas de seguridad, etc.) con el fin de garantizar la seguridad de las personas u otros objetos que pudieran interferir en el movimiento de la puerta.

A su vez es necesario incorporar en la instalación fija elementos de desconexión eléctrica omnipolares que aíslen el equipo de la red en caso de que sea necesario, y asegurar así el cumplimiento de la normativa vigente.

DIAGNOSTICO DE AVERIAS

1.- El motor no funciona.

- 1.1. Verificar sí las conexiones estan correctamente realizadas. (Fig. 1)
- 1.2. Verificar la tensión que llega al motor. (230VAC)
- 1.3. Verificar si el condensador está conectado (Fig. 1)

2.- El motor no puede mover la puerta en todo su recorrido.

- 2.1. Desmontar el brazo y asegurarse que la puerta puede moverse manualmente sin dificultad. Eliminar los posibles puntos duros y/o equilibrar la puerta correctamente.
- 2.2. Verificar si el condensador está correctamente conectado y si la capacidad de este es la adecuada.

3.- El motor empieza a subir la puerta y se para tras aprox. 3 seg.

- 3.1. Verificar sí las conexiones estan correctamente realizadas.
- 3.2. Mover la puerta a mano y observar sí:
  - 3.2.1. El LED5 y el LED6 del cuadro de maniobras parpadean. En caso contrario proceder de la siguiente manera:
  - 3.2.2. Desconectar los cables 6 y 7 del cuadro de maniobras y hacer un puente eléctrico entre las bornas 5 y 6. Se debe encender el LED6. Si no lo hace implica que existe una avería en el cuadro de maniobras
  - 3.2.3. A continuación hacer un puente eléctrico entre las bornas 5 y 7. Se debe encender el LED5. Si no lo hace implica que existe una avería en el cuadro de maniobras.

Si tras haber realizado todas las verificaciones y ajustes indicados, persiste la avería, diríjase al servicio técnico más próximo, indicando con el mayor detalle posible la avería observada.

RECOMENDACIONES PARA EL USUARIO

Es importante para la seguridad de las personas seguir todas las instrucciones. Recuerde que los automatismos para puertas generan esfuerzos considerables y pueden constituir una fuente de peligro.

No entrar en el radio de acción de la puerta mientras esta se encuentra en movimiento. Esperar hasta que se detenga completamente.

No operar en las cercanías de las bisagras o de los órganos mecánicos en movimiento ya que pueden generar situaciones de peligro por el atrapamiento de partes del cuerpo o de la indumentaria.

Ordenar la maniobra de la puerta solamente cuando esta sea visible y este libre de obstáculos.

No permitir que los niños y animales permanezcan dentro del radio de acción de la puerta.

No permitir a los niños manipular ni jugar con los mandos de apertura.

No oponerse al movimiento de la puerta ya que esto puede ocasionar situaciones de peligro.

El motor eléctrico del aparato produce calor durante su funcionamiento. No tocar el aparato hasta que se haya enfriado . En caso de averia dirigirse a personal cualificado.

Aprenda a utilizar el sistema de mandos manuales de emergencia según lo previsto en el manual de instrucciones.

Haga conocer estas advertencias a todos los usuarios de la instalación, exponiendolas en un lugar adecuado.

Para garantizar el correcto funcionamiento de la instalación es indispensable atenerse a las indicaciones del instalador, haciendo efectuar a personal profesionalmente cualificado la manutención periódica de la instalación.

En particular se recomienda hacer que dicho personal controle periódicamente su correcto funcionamiento y especialmente el de los elementos de seguridad y de aquellas partes que por el uso sean susceptibles de desgastes.

Examinar periódicamente la instalación, en especial los cables, resortes y soportes, para detectar señales de desgaste, daños o desequilibrio.

No utilizar, si es necesario realizar una reparación o reajuste ya que un error en la instalación o una puerta incorrectamente equilibrada puede producir daños.

Comprobar todos los meses que el mecanismo retrocede cuando la puerta contacta con un objeto de 40 mm de altura situado en el suelo. Ajustar si es necesario y volver a comprobarlo ya que un ajuste incorrecto puede representar un peligro.

Estos aparatos disponen de **fijación de tipo Y**, por lo que en caso de deterioro del cable de alimentación, este debe ser sustituido por un instalador cualificado o por nuestro servicio posventa.

CERTIFICADO DE GARANTIA

Garantizamos el presente equipo durante un periodo de 2 años a partir de la fecha de suministro.

Dicha garantía es aplicable a todo defecto de fabricación.

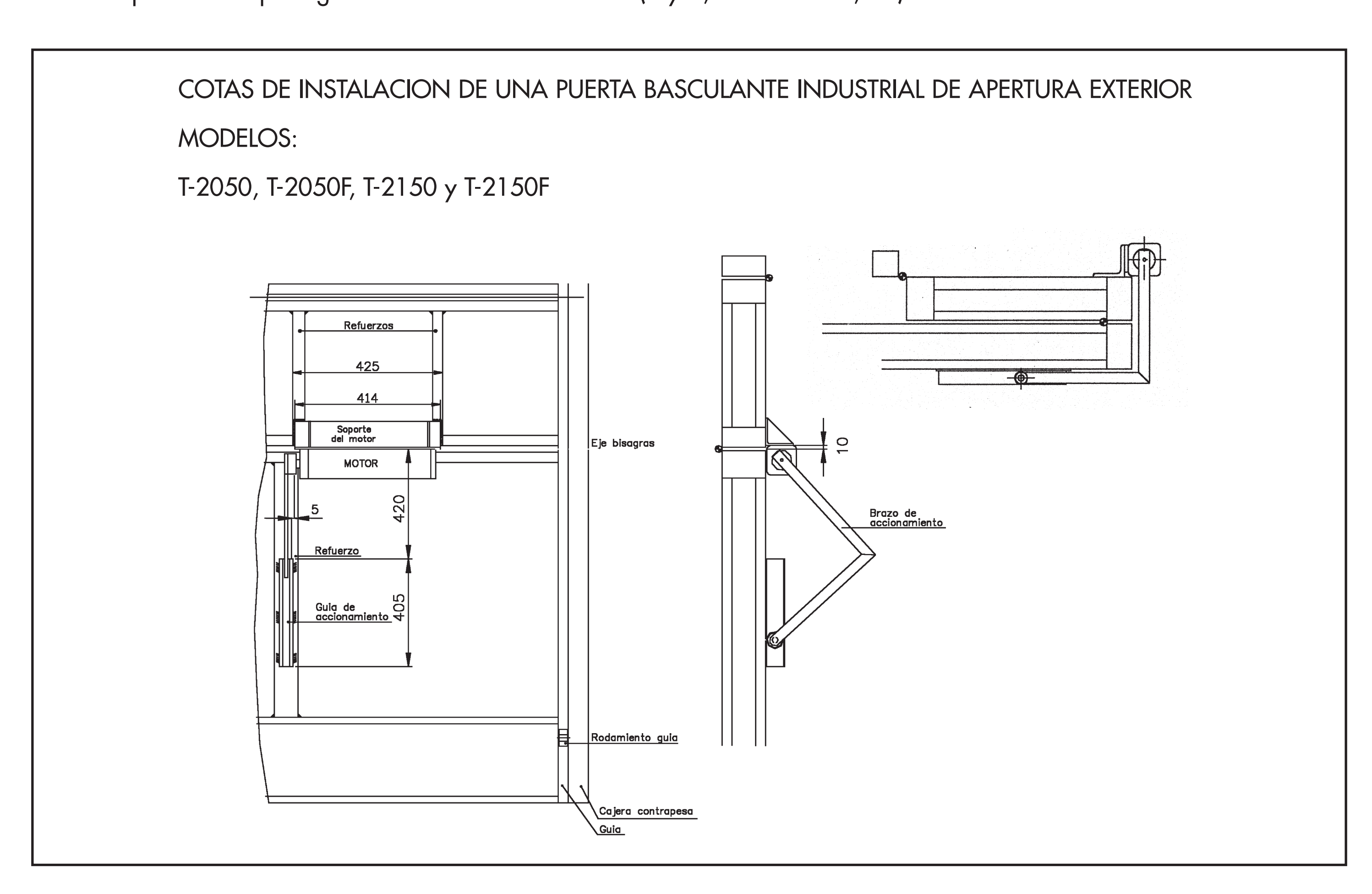
Es responsabilidad del instalador el hacer llegar el equipo a los servicios técnicos autorizados.

Esta garantía no incluye:

.- Daños ocasionados por una instalación o utilización incorrecta del equipo.

.- Daños ocasionados por la manipulación realizada por personal no especializado.

.- Daños provocados por agentes externos o atmosféricos (rayos, inundaciones, etc)



COTAS DE INSTALACION DE UNA PUERTA BASCULANTE INDUSTRIAL DE APERTURA INTERIOR

MODELOS:

T-2050, T-2050F, T-2150 y T-2150F

Refuerzos
425
414
Soporte del motor
180
Eje bisagras
5
405
405
Guia de accionamiento
Refuerzo
Rodamiento guia
Cajera contrapesa
Guia
Brazo de accionamiento
Min.140

COTAS DE INSTALACION DE UNA PUERTA BASCULANTE ARTICULADA DE APERTURA INTERIOR

Refuerzos
15
Soporte del motor
160
Eje bisagras
160
Guia de accionamiento
Refuerzo
Rodamiento guia
Cajera contrapesa
Guia
Min.100

MODELOS:

T-2010, T-2010F, T-2000C y T-2000FC y T-2011

Edicion 05/01

COTAS DE INSTALACION DE UNA PUERTA BASCULANTE ARTICULADA DE APERTURA EXTERIOR

Refuerzos

15

Soporte del motor

Eje bisagras

10

100

Guia de accionamiento

Cajera de contrapesos

Refuerzo

Guia

Rodillo guia puerta

MODELOS:

T-2010, T-2010F, T-2000C y T-2000FC y T-2011

ESQUEMA DE INSTALACION DE UN MOTOR T-1010 Y T-1010F EN UNA PUERTA BASCULANTE DE UNA HOJA CONTRAPESADA CON HERRAJE LATERAL TELESCOPICO RECTO

Soporte herraje telescopico

POSICION DE PUERTA ABIERTA

Brazo soporte de la puerta

Herraje Telescopico

65

Soporte motor

Refuerzos

CONTRAPESA

CONTRAPESA

PUERTA

ESQUEMA DE INSTALACION DE UN MOTOR T-1010 Y T-1010F EN UNA PUERTA BASCULANTE DE UNA HOJA CONTRAPESADA CON HERRAJE LATERAL TELESCOPICO CURVO

Brazo soporte de la puerta
Herraje Telescopico
Soporte motor
Refuerzos
CONTRAPESA
PUERTA
CONTRAPESA
Soporte herraje telescopico
65
POSICION DE PUERTA ABIERTA